NATYCHMIASTOWY
ROZDZIAŁ PARY
W MASZYNACH systemu SĘKOWSKIEGO.

(Tabl. V i VI).

Przed kilku laty opatentowałem we Francyi mój system natychmiastowego rozdziału pary w silnicach, o którym napisałem w r. 1875 artykuł p. t. „Raptowny sposób rozprowadzania przewodnika siły w maszynach o ruchu postępowo-przemiennym“ i zamieściłem takowy w tomie VII-ym Pamiętnika Towarzystwa Nauk Ścisłych w Paryżu. Wkrótce potem wprowadziłem pewne ulepszenia do mego systemu i wybudowałem w fabryce pana *Flaud* w Paryżu model, którego zadowolniające rezultaty zachęciły mnie do ogłoszenia w języku francuskim opisu tegoż systemu w „Portfeuille économique des machines,“ *Oppermann'a* (t. 2, Février 1877). Następnie przemieniwszy niektóre szczegóły, opisałem je w Revue Indudustrielle (Nr. 10, z r. 1879, Distribution instantanée, Système Sękowski). Od owego czasu, dokonawszy niektórych dopełnień, podaję takowe w całości.

Zasada maszyn tak zmienionego systemu polega na udzieleniu ruchu natychmiastowego suwakowi parowemu za pomocą organów, z których jedne znajdują się zewnątrz cylindra parowego, a inne umieszczone są w trzonie tłokowym. W tym celu organ zawarty wewnątrz trzona, nie może być bardzo obszernym, gdyż to spowodowałoby znaczne powiększenie średnicy trzona, przedłużającego się na obie strony tłoka.

Wzgląd ten jest daleko donioślejszym w przypadku maszyn z rozprężalnością, gdyż w nich działa para rozprężona w cylindrze, a zatem dla wywarcia dostatecznego ciśnienia wymaga znacznych wymiarów mechanizmu, umieszczonego w trzonie tłokowym.

Aby uniknąć tej niedogodności, zastosowaliśmy tutaj suwak własnego pomysłu, zrównoważony działaniem pary, przez co opór znacznie się zmniejsza. Dozwala to dogodniej urządzić organa naszego rozdziału pary.

Zasady systemu poznamy z następującego opisu.

Przypuśmy najpierw **maszynę parową o pełnem ciśnieniu bez skroplania (kondensacyi).** Na fig. 1, 2, 3 widzimy, że zwyczajny suwak parowy *T*, jest połączony za pomocą śruby *b*, z drugim suwakiem *g*, spoczywającym na pokrywie skrzynki parowej, pustym wewnątrz, aby para tam napływająca odpowiednim otworem, ogrzewała go, pozwalając w ten sposób uniknąć niedogodności, wynikającej z niejednostajnej rozszerzalności metalu i mogącej sprowadzić wydobywanie się pary z pod suwaka *g*. Sprężyna płaska nieprzedstawiona na rysunku, może być umieszczona pod kołem, którego piasta stanowi mutrę śruby łączącej oba suwaki dla zapewnienia przylegania ich do zwierciadeł, po których mają się poruszać.

Pod skrzynką parową znajdują się kanały o' i o'', komunikujące z rowkami r' i r'', wyżłobionymi w listwach bocznych suwaka w ten sposób, aby powierzchnia widzialna na figurze 3 podług linii $a'_1\ b'_1$, która oddziela wyżłobienie r' od kanału pary wylotowej, była większą od powierzchni widzialnej według $a'\ b'$ oddzielającej rzeczone wyżłobienie r' od wnętrza skrzynki parowej.

Różnica ta powierzchni $a'\ b'$ i $a'_1\ b'_1$, dotykających zwierciadła, sprowadza nierówność oporu spotykanego przez parę usiłującą wydobyć się pod spodem suwaka *T*, i zanim takowa dostałaby się do kanału odpływowego, wydobędzie się ona pierwej na zewnątrz kanałami o' i o''.

Łatwo temu zaradzić, regulując odległość suwaków *T* i *g*, za pomocą śruby *b*, łączącej dwa te organa i dozwalającej zarazem otrzymać wyznaczone rachunkiem ciśnienie na suwak *T*, będące różnicą ciśnień na powierzchnie nierówne, z których pierwsza jest rzutem wierzchniej części suwaka *T* na zwierciadło cylindra a druga stanowi tę część spodu suwaka *g*, na którą para ciśnie.

Suwak w ten sposób zrównoważony komunikuje się z małym tłokiem *p*, pomieszczonym wewnątrz trzona motorowego *M*, za pośrednictwem trzech drągów: pierwszy *ef*, drugi *rs* zawieszony na osi α około której może odbywać swe wahania, trzeci *cd* stanowiący całość z rzeczonym tłokiem *p*. Trzon *M* jest zamknięty w górnej swej części za pomocą śruby *V*, pod którą znajduje się otwór boczny *A*. Dolna część trzona *M* posiada także otwór boczny A_1, ponad którym jest zamknięta dławnicą o pakunku metalowym *N*. Drąg *R* pozwala ręcznie władać suwakiem, zmieniać kierunek ruchu maszyny, albo wreszcie zamknąć przypływ pary do cylindra, umieszczając drąg *R* w położeniu pionowem.

Oto jest treściwy opis składu naszej maszyny.

Przypuśćmy teraz (fig. 1 i 2), że rurą *B* para napływa pod spód tłoka *P*, który pod jej działaniem posuwa się naprzód. Na końcu jego skoku, otwór A_1, który przed chwilą znajdował się zewnątrz cylindra, wchodzi w takowy, w skutek czego, para napływa do wnętrza trzona *M*, działając na mały tłok *p*. Ponieważ, jednocześnie z drugiej strony tłoka *p*, jest przeciwciśnienie jednej atmosfery, zaś prężność pary w maszynie bez skroplenia jest zawsze większą od jednej atmosfery, więc z powodu tej różnicy ciśnień mały tłok jest posuniętym od *p* do *p'* i pociąga za sobą drągi *cd*, *rs* i *ef*, skutkiem czego przepustnica ze swym suwakiem przechodzi od *T* do *T'*, poruszając się równolegle i w kierunku odwrotnym do ruchu tłoka *p*, co jest oznączone strzałkami równoległemi na fig. 1 i 2.

W tej chwili, kanał pary odpływowej jest otwartym, ciśnienia od dołu dużego tłoka *P* i małego tłoka *p* są usunięte, w skutek czego mały tłok *p* zatrzymuje się w stanowisku *p'*, a suwak *T* w *T'*. Dla ograniczenia skoku suwaka dodałem sprężyny *v* i *v'*, wewnątrz skrzynki parowej. Możnaby te sprężyny *v* i *v'* umieścić też na zewnątrz skrzynki parowej.

Poczynając od położenia tłoka parowego w *P'* (fig. 2), małego tłoka w *p'* i suwaka w *T'*, para ciśnie na drugą stronę tłoka i w skutek tego cofa go od *P'* do *P*. Przy końcu tego skoku otwór *A* w górnej części trzona *M*, który dopiero co komunikował z atmosferą, wchodzi wewnątrz cylindra, para napływa do trzona *M* i pod spód śruby *V* a wtedy górna powierzchnia małego tłoka *p* odbiera ciśnienie. Że zaś na dolnej powierzchni tegoż tłoka *p*, przeciwciśnienie jest równe ciśnieniu jednej atmosfery, a ciśnienie pary w maszynie bez skroplania, jest od niego większem, więc w skutek tej różnicy ciśnień, mały tłok będzie posuniętym od *p'* do *p* a suwak od *T'* do *T*, gdzie zatrzyma się, gdyż naówczas ciśnienia z góry tłoków *P* i *p* są odjęte i praca poruszająca jest mniejszą od oporowej.

Opisane ruchy mechanizmu rozdziału pary w maszynie o pełnem ciśnieniu bez skroplania, odtworzą się podczas każdego skoku dużego tłoka, i w ten sposób ruch prostolinijny zwrotny zostanie urzeczywistnionym.

Zbadajmy teraz system natychmiastowego rozdziału pary pod względem teoretycznym, w celu zapewnienia dostatecznego ciśnienia na tłok *p* i wyznaczenia tem samem jego powierzchni i średnicy. W tym celu weźmy pod uwagę momenty sił, względnie do punktu stałego α, około którego odbywa swoje wahania drąg *rs*, wiążący suwak *T* z małym tłokiem *p*, za pomocą dwóch innych drągów *cd* i *ef*. Napisawszy warunki równowagi sił działających na system, można będzie z takowych wyprowadzić szukaną średnicę małego tłoka *p*.

Nazwijmy przez *F*, ciśnienie bezwzględne pary na jednostkę powierzchni w maszynie,

f — spółczynnik tarcia suwaków o swe źwierciadła,

S — rzut wierzchniej części suwaka na zwierciadło,
s — część spodu suwaka g, na którą para ciśnie, lub co na jedno wychodzi, światło otworu znajdującego się w pokrywie skrzynki parowej.

Opór tarcia obu suwaków będzie wtedy: $Ff\ (S—s)$.

Jeżeli nazwiemy, w dalszym ciągu:

N'_2 — opór tarcia dławnicy N_2,
N' — „ „ „ N,
N_0 — opór tarcia zawias systemu, znajdujących się nad punktem α,
N'_0 — opór tarcia zawias systemu, znajdujących się pod punktem α,
p_1 — ciśnienie tarcia małego tłoka p,
x — szukane ciśnienie bezwzględne pary na mały tłok p,
x' — przeciw ciśnienie.

Uważając teraz momenty sił wyszczególnionych, względnie do osi α prostopadłej do płaszczyzny rysunku to ponieważ β jest zawiasą górną a γ dolną, będziemy mieli warunek równowagi tychże sił wyrażony następującem równaniem:

$$\left\{ Ff\left(S—s\right) + N'_2 + N_0 \right\} \alpha\beta = \left\{ N' + N'_0 + p_1 - x + x' \right\} \alpha\gamma.$$

Zważywszy że średnice dławnic N i N_2 są sobie równe, ich siły tarcia będą także równe a że są one znaku przeciwnego, przeto gdy $\alpha\beta = \alpha\gamma$, zrównoważą się i w równaniu zniosą, tak że wzór ostateczny do wyrachowania ciśnienia na tłok p, a zatem jego powierzchni i średnicy, jest:

$$\left\{ Ff\left(S—s\right) + N_0 \right\} \alpha\beta = \left\{ N'_0 + p_1 - x + x' \right\} \alpha\gamma \quad . \quad (1)$$

W zastosowaniu tego wzoru należy się trzymać metody przybliżeń, t. j. potrzeba postawić sobie z góry średnicę drągów cd, ef i tłoka p, — wyrachować ich tarcia a następnie według otrzymanej wartości, wyprowadzić z ostatniego wzoru wartość ciśnienia pary x na mały tłok p, — co pozwoli znaleźć powierzchnią tłoka p, a zatem i jego średnicę.

Jeżeli grubości drągów cd i ef nie odpowiadają warunkom wytrzymałości, należy je zmienić i na nowo obrachować.

Natychmiastowy rozdział pary, który dopiero co rozpatrzyliśmy daje się zastosować:

1) *do maszyn o ciśnieniu słupa wody.* W tym przypadku szczególnym dławnice i obrączki tłokowe powinny być zastąpione pierścieniami skórzanymi, jak również z powodu soli i kwasów zawartych w wodzie, które działają na metale, szczególniej gdy takowe wystawione są na tarcie, należy suwak płaski zastąpić przez walcowy, lub przez klapy zrównoważone.

2) *do świdrów górniczych* i w ogólności *do maszyn o ścieśnionem powietrzu.* W tym razie dławnice i obrączki tłokowe mogą być zastąpione przez pierścienie skórzane, lecz opisany suwak zrównoważony zostanie zachowanym.

3) *do maszyn o ogrzanem powietrzu.*

4) *do maszyn parowych o pełnem ciśnieniu bez skroplania*, dających się zastosować do małych motorów, które dopiero co powyżej opisaliśmy (fig. 1 i 2).

5) *do maszyn parowych o pełnem ciśnieniu ze skroplaniem.* Chociaż rysunek nie przedstawia tego urządzenia, jednakże łatwo zrozumieć, że w tym przypadku ruch małego tłoka *p* (fig. 1 i 2), umieszczonego wewnątrz trzona *M*, będzie równoległym do ruchu suwaka *T* i będzie tegoż samego kierunku, — gdyż tutaj para rozprężona w cylindrze przy końcu skoku dużego tłoka, gdy zaczyna cisnąć na mały tłok *p*, jest zawsze słabszą od ciśnienia atmosfery, z drugiej strony tłoka *p*. Należy więc urządzić organa natychmiastowego rozdziału pary w ten sposób, aby toż ciśnienie atmosferyczne, było tutaj motorem małego tłoka *p*, a ciśnienie pary równe ciśnieniu w skroplaczu — przeciwciśnieniem. Wynika stąd, że oś zawieszenia α służąca dla drąga *rs*, musi się znajdować nad punktami β i γ.

6) *do maszyn parowych z rozprężalnością stałą, przez zestawienie dwóch cylindrów o nierównej średnicy.* W małym cylindrze para działa pełnem ciśnieniem, — w dużym taż sama para pracuje swą rozprężalnością. Figury 3, 4, 5 i 6, przedstawiają ten układ ze wszystkimi szczegółami niezbędnymi do utworzenia sobie dokładnego o nim pojęcia. Mechanizm natychmiastowego rozdziału pary, jest umieszczony wewnątrz małego cylindra o pełnem ciśnieniu, z urządzeniem podobnem do opisanego powyżej, przy fig. 1 i 2, t. j. przy maszynie o całkowitem napełnieniu. Trzon tłokowy *M* małego cylindra jest wewnątrz pusty i mieści w sobie mały tłok *p*, na który cisnąc para prowadzi ruchem peryodycznym natychmiastowym, dwa suwaki zrównoważone *T* i T_1, znajdujące się na jednym poziomie. Również trzony tłokowe znajdują się na przedłużeniu jeden drugiego.

Swieża para napływa rurą *B* do małego cylindra, posuwając naprzód tłok motorowy *P*; para zaś która już pracowała z drugiej strony tłoka *P*, przybywa rurą *K* do dużego cylindra, w którym pracuje swą rozprężalnością. Dwa tłoki motorowe *P* i P_1 posuwają się jednocześnie i w jednym kierunku naprzód, a działanie pary na mały tłok *p*, połączone z działaniem posuwania i zwracania się trzona *M*, przesyła ruch natychmiastowy suwakom *T* i T_1, na końcu każdego skoku tłoków *P* i P_1.

Zauważyć tutaj należy, że odległość między dwoma cylindrami powinna być dostateczną, aby otwór *A*, znajdujący się w trzonie *M*, nie wchodził wewnątrz dużego cylindra przy końcu każdego skoku tłoków *P* i P_1 idących naprzód, gdyż wtedy przeciwciśnienie na mały tłok *p* byłoby równe ciśnieniu początkowemu pary w dużym cylindrze i w skutek tego suwak *T* zostałby zatrzymanym w swoim ruchu.

7) *do maszyn parowych z rozprężalnością stałą i ze skroplaniem*, pod warunkiem wprowadzenia zmian wskazanych dla przy-

padku 5-go, t. j. zastąpienia drąga *rs*, oznaczonego na figurach 4 i 6, drugim rodzajem drąga, mającego oś zawieszenia umieszczoną nad punktami β i γ.

Wzór (1) stosuje się także do obliczenia małego tł ka, umieszczonego wewnątrz trzona tłokowego, we wszystkich przypadkach powyżej wymienionych.

Pod względem budowy, widzimy że natychmiastowy rozdział pary mego systemu, zasadza się na mechanizmie wewnętrznym, który pozwala usunąć: mimośrody (excentryki), wał główny, koło rozpędowe, drąg korbowy i korbę. Stosując przeto ten system do maszyn o bezpośredniem związaniu — jakiemi są: maszyny miechowe, pompy górnicze, sikawki parowe, pompy zasilające kotły i t. d. — dochodzimy do urządzenia prostszego, od otrzymywanego w przypadku maszyn z rozdziałem pary o mechanizmie zewnętrznym. Ten bowiem mechanizm nie pozwala uniknąć użycia mimośrodów, a tem samem wału głównego i nieodłącznych od tego ustroju innych części maszyny.

Opisany system rozdziału pary posiada nadto tę zaletę, że ruch natychmiastowy, przesłany suwakowi za pomocą organów na które para bezpośrednio działa, odbywa się bez uderzeń, co nie ma miejsca w wielu innych systemach natychmiastowego rozdziału pary.

Rozumie się, że przybory takie jak oliwiarki, kurki do odpuszczania skroplonej pary z cylindra, które nie są oznaczone na rysunku, powinny być dodane przy wykonaniu w praktyce.

Dla zabezpieczenia od oziębiania należy obić cylinder deszczułkami drewnianemi, a w wielkich maszynach pokryć koszulą parową; dla otrzymania zaś maximum wydajności pracy, można oprócz rozprężania do bardzo dalekiej granicy zastosować i skroplanie pary.

Przejdźmy nakoniec do opisu **maszyny parowej o zmiennem rozprężaniu bez skroplania** (fig. 7 i 8). Rozprężanie zmienne w jednym cylindrze otrzymuje się podobnie jak poprzednio udzieleniem natychmiastowych ruchów zrównoważonemu suwakowi *T*. I tak, mały tłok *pp'* mieści się wewnątrz trzona *M*, przedłużonego na obie strony tłoka. Otwory boczne *A* i A_1 znajdują się na obu końcach trzona *M*, którego wnętrze jest wytoczone i zamknięte z jednej strony śrubą *V*, zaś z drugiej dławnicą o pakunku metalowym *N*, przez co wnętrze trzona *M* po obu stronach tłoka *pp'* naprzemiany komunikuje się z atmosferą i ku końcowi każdego skoku tłoka *P* z wnętrzem cylindra.

Tłoczek *pp'* łączy się z suwakiem *T*, za pomocą trzech drągów: *cd*, *rs*, i *ef*. Na tym ostatnim są osadzone dwa zachwyty *g*, *h*, przytwierdzone do drążka *ik*, na którym znajdują się tłoki *m* i *n*, zamknięte w walcach *C* i *D*, spoczywających na skrzynce parowej. Tym sposobem istnieje związek między suwakiem maszyny parowej i tłokami *m*, *n*. Między walcami *C* i *D*, wypełnionymi płynem nieulatniającym się przy rozgrzaniu parą jest umieszczony trzeci walec *E*, oddzielony od poprzednich za

pomocą pierścieni skórzanych *Brahmy;* takiż sam pakunek oddziela te walce od atmosfery. Walce *C* i *D* łączą się ze sobą za pośrednictwem rury $\delta\varepsilon$, do której przystosowana jest inna rura $\mu\nu$, połączona drugim końcem z rurą pary przypływowej *B*, tak że para wchodząc do tych rur wywiera przez pośrednictwo płynu zawartego w walcach *C* i *D* naprzemian ciśnienie na tłoki *m* lub *n*, stosownie do położenia otworów przygotowanych na ten cel w drągu *ik* (fig. 8). Długość tych otworów jest oznaczona w ten sposób, aby ciśnienie pary mogło być wywartem na obie strony małego tłoka *m*, podczas gdy drugi tłok *n* odbiera ciśnienie tylko z lewej strony. Na prawej zaś stronę tłoka *n* nie ma ciśnienia, gdyż otwór w drążku *ik*, odpowiadający rzeczonemu tłokowi *n*, wchodzi swym lewym końcem wewnątrz walca *E*. Z powodu tego drąg *ik* usiłuje cofnąć się w tył maszyny t. j. na prawo, lecz zatrzymuje go zatrzask n_1, zawieszony podobnie jak i zatrzask m_1 na dwóch belkach (z których jedna N_3 N_4 widzialna na fig. 8), spoczywających na dwóch podporach i odbierających od trzona *M*, za pomocą dwóch łat N_1 i N_2, poruszenia prostolinijne zwrotne. W czasie tych ruchów zatrzaski n_1 i m_1, spotykając naprzemiany krzyż *Q*, przez uderzenie wyzębiają się z zachwytów *g* lub *h*, dozwalając tym sposobem tłokom *m* i *n* cofnąć się i przesłać ten ruch suwakowi *T*, przyczem jeden z kanałów cylindra parowego natychmiast zostaje odkryty do przypływu a drugi do odpływu pary.

Przypuśćmy np. że zostaje odkrytym kanał przypływowy prawy i że para rurą *B*, przybywa do cylindra. Wtedy tłok *P*, z powodu różnicy ciśnienia pary i przeciwciśnienia atmosfery, wywieranych na prawą i lewą jego stronę, biegnie naprzód. Trzon *M*, za pomocą dwóch łat N_1 i N_2, posuwa naprzód belki N_3 N_4, które przesyłają ten ruch, przez pośrednictwo zatrzasku n_1 zazębiającego zachwyt *g*, a tem samem — małe tłoki *m*, *n*, suwak *T* i drąg *rs*, od stanowiska 2 do 3. Gdy tłok poruszający *P* znajduje się w położeniu 2, wtedy zatrzask n_1 spotyka krzyż *Q*, następuje natychmiastowe wyzębienie i z powodu ciśnienia pary na lewą stronę małego tłoka *n*, cofanie się tłoków *m*, *n*, suwaka *T* i drąga *rs* ze stanowiska 3 do 2, gdyż długość otworu odpowiadającego tłokowi *n* mieszczącego się w drągu *ik* jest w tym celu należycie wyznaczoną.

Suwak *T* znajdując się w 2 zakrywa swą podeszwą kanał przypływowy prawy, podczas gdy kanał odpływowy lewy jest odkryty i pod działaniem rozprężania pary zamkniętej w cylindrze, posuwa tłok *P* ku *P'*. Na końcu jego skoku, otwór boczny A_1, umieszczony w dolnej części trzona *M*, który dopiero co znajdował się zewnątrz cylindra, wchodzi do jego wnętrza; wtedy para napływa wewnątrz trzona *M* i ciśnie na spód małego tłoka *pp'*. Że zaś jednocześnie, na drugiej stronie tłoka *pp'* przeciwciśnienie jest równe jednej atmosferze, czyli mniejsze od ciśnienia pary rozprężającej się w maszynie bez skroplenia, więc w skutek różnicy

tych ciśnień, mały tłok pp' posuwa się od 2 do 4 i pociąga za sobą drąg rs, suwak T i dwa tłoki m i n. Naówczas kanał odpływowy prawy jest otwarty i para zużyta uchodzi z pod tłoków P i pp', ciśnienie z prawej strony tych tłoków jest zniesione i chociaż jednocześnie mały tłok m odbiera ciśnienie pary, gdyż otwór odpowiadający mu i mieszczący się w drągu ik wchodzi prawym swym końcem wewnątrz walca E, to drugi mały tłok n nie jest poddany ciśnieniu, z powodu że otwór w drągu ik który przenosi wzajemnie się znoszące ciśnienia na obie ściany tłoka n, znajduje się zewnątrz walca E. Suwak T usiłuje posunąć się naprzód, lecz zatrzymuje się w położeniu 4 z powodu, że w tej samej chwili zatrzask m_1 zazębia zachwyt h. Gdy bowiem lewy kanał przypływowy cylindra jest otwarty, para wywierająca na lewą stronę tłoka poruszającego, ciśnienie większe od przeciwciśnienia jednej atmosfery z drugiej strony tłoka, posuwa go od P' do P a trzon M za pomocą dwóch łat N_1 i N_2, przesyła tenże ruch belce N_3 N_4 i następnie za pomocą zatrzasku m_1 i zachwytu h małym tłokom m i n, a zatem i suwakowi T, które posuwają się od 4 do 6.

Gdy tłok P znajduje się w 5, zatrzask m_1 uderza o krzyż Q, wyzębienie natychmiast następuje, w skutek czego ciśnienie na prawą stronę małego tłoka m poruszy naprzód tłoki m, n, zrównoważony suwak T i drąg rs, od 6 do 5, gdyż długość otworu odpowiadającego tłokowi m w drągu ik jest w tym celu należycie wyznaczoną.

Suwak T znajdując się w 5 zakrywa swą podeszwą lewy kanał cylindra, podczas gdy kanał odpływowy z prawej jego strony jest odkryty i pod działaniem rozprężalności pary zamkniętej w cylindrze, tłok poruszający cofa się. Gdy takowy przybywa do P, otwór boczny A trzona M, który przed chwilą znajdował się zewnątrz cylindra, wchodzi do jego wnętrza, para napływa wewnątrz trzona M i znajdując z jednej strony śrubę V a z drugiej tłok pp', wywiera nań swe ciśnienie. Ze względu, że przeciwciśnienie przedstawione drugiej ścianie tłoka pp', jest równe jednej atmosferze, a ciśnienie końcowe rozprężonej pary w maszynie bez skroplenia jest zawsze większe od atmosferycznego, więc w skutek różnicy tych ciśnień, mały tłok pp' posuwa się od 5 do 1 i pociąga za sobą drąg rs, suwak T i tłoki m i n. Też same przemiany natychmiastowego rozdziału pary w maszynie z rozprężaniem i bez skroplania, które dopiero co opisaliśmy, odtwarzać się będą podczas każdego skoku tłoka poruszającego.

Jeżeli krzyż Q jest stały, otrzymuje się rozprężanie stałe; lecz poddając go działaniu regulatora, jak to przedstawionem jest na figurach 7 i 8, można otrzymać rozprężanie zmienne w jednym cylindrze.

Drąg R, przez odpowiednie ustawienie, służy do zmiany kierunku ruchu maszyny a zarazem do zamykania lub otwierania kanałów cylindra.

Zauważyć należy, że w przypadku maszyny z rozprężaniem zmiennem i ze skroplaniem, para rozprężona w cylindrze cisnąca przy końcu skoku tłoka poruszającego, na mały tłok pp' jest słabszą od ciśnienia atmosfery działającego z drugiej strony tłoka pp'. Tu więc motorem dla tłoka pp' będzie właśnie ciśnienie atmosferyczne a ciśnienie pary równe ciśnieniu w skroplaczu stanowić będzie przeciwciśnienie. Teraz zatem ruchy tłoka pp' odbywać się będą w kierunku odwrotnym niż poprzednio, że zaś ruchy suwaka T i małych tłoków m i n muszą pozostać też same, przeto dla osiągnięcia ich, punkt zawieszenia α drąga rs należy przenieść nad punkty β i γ.

Aby obliczyć organa natychmiastowego rozdziału pary w maszynie tak ze skroplaniem jak i bez skroplania, należy zbadać system powyżej opisany, pod względem teoretycznym.

I tak, łatwo spostrzedz iż zasadzając się na warunkach równowagi sił, mamy do ocenienia:

I) ciśnienie pary na suwak T,
II) „ „ na każdy z tłoków m i n.
III) „ „ lub atmosfery na tłok pp'.

Wyznaczmy najpierw ciśnienie pary na dolny suwak T zrównoważony przez górny g (fig. 8). Należy tu wziąść pod uwagę dwie siły:

1) siłę p przyciskającą suwak T do zwierciadła cylindra; siła ta jest równa ciśnieniu pary na wierzch suwaka, zwiększonemu o jego ciężar p_1.

Jeżeli nazwiemy przez:

F, ciśnienie bezwzględne pary, na jednostkę powierzchni, wewnątrz skrzynki parowej, —

S, rzut powierzchni suwaka T na płaszczyznę zwierciadła, — wtedy:

$$p = SF + p_1.$$

2) siłę p_2 ciśnienia pary na spodnią część suwaka g, dążącą do podniesienia go wraz z suwakiem T do góry.

Jeżeli nazwiemy przez s część spodu suwaka g, wystawioną na ciśnienie pary, albo raczej światło otworu znajdującego się w pokrywie skrzynki parowej, a przez p_3 ciężar suwaka g, wtedy:

$$p_2 = sF - p_3.$$

Siły p i p_2 powinny się równoważyć, gdyż pierwsza przyciska a druga odpycha suwaki od zwierciadeł. Aby więc była równowaga powinno być $p = p_2$, czyli:

$$SF + p_1 = sF - p_3,$$

skąd:

$$s = S + \frac{p_1 + p_3}{F}, \quad \ldots \ldots \quad (2)$$

co pozwoli wyznaczyć wymiary suwaka g.

Obliczmy teraz ciśnienie pary na każdy z tłoków m i n, których powierzchnie są sobie równe.

Jeżeli oznaczymy przez:

F, ciśnienie bezwzględne pary, na jednostkę powierzchni, wewnątrz maszyny, —

f, spółczynnik tarcia suwaków o ich zwierciadła,

wtedy opór tarcia suwaków T i g o ich łożyska będzie razem:

$$fF\ (S - s).$$

Nazwawszy zaś:

N'_1 — siłę tarcia wszystkich organów rozdziału pary, znajdujących się nad osią α.

N'' — siłę tarcia organów leżących pod osią α,

y — ciśnienie bezwzględne pary na jeden z dwóch tłoków m albo n,

y' — przeciwciśnienie przedstawione tymże tłokom,

naówczas warunek równowagi sił wymienionych, wyrazi się równaniem ich momentów, względnie do osi α, prostopadłej do płaszczyzny rysunku (fig. 8). Będziemy więc mieli:

$$\left\{ y - y' - fF\left(S - s\right) - N'_1 \right\} \alpha\beta = N''\, \alpha\gamma,$$

skąd:

$$y = N'' \frac{\alpha\gamma}{\alpha\beta} + N'_1 + fF\left(S - s\right) + y', \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

co pozwoli obliczyć średnice małych tłoków m i n.

Przejdźmy nakoniec do obliczenia ciśnienia na mały tłok pp', mieszczący się w trzonie M. Należy tu wyznaczyć rachunkiem ciśnienie pary rozprężonej, która już wykonawszy swą pracę w cylindrze, wywiera działanie przy końcu każdego skoku tłoka P na powierzchnią dolną lub górną małego tłoka pp'. Powierzchnie te muszą być dostateczne, aby ciśnienie działającej na nie pary, mogło zwyciężyć, nietylko opór tarcia suwaków T i g i innych organów rozdziału pary, lecz także i opór wynikający z ciśnienia pary na jeden z dwóch małych tłoków m i n.

Jeżeli nazwiemy przez:

z — ciśnienie bezwzględne pary na tłok pp',

z' — przeciwciśnienie,

y — opór wynikający z ciśnienia pary na jeden z tłoków m albo n którego wartość otrzymuje się z wzoru (3),

to warunek równowagi momentów sił działających na tłok pp', będzie wyrażony równaniem:

$$\left(z - z' - N'' \right) \alpha\gamma = \left\{ y + fF\left(S - s \right) + N'_1 \right\} \alpha\beta \quad . \quad (4)$$

Przyjmijmy, że rozprężanie pary w cylindrze dokonywa się podług prawa *Mariotte'a*, t. j. w stosunku odwrotnym do objętości,

i oznaczmy przez C' skok całkowity tłoka poruszającego P a przez c', część tego skoku, podczas której para przypływa do cylindra. Rozprężanie wyrazi się wtedy stosunkiem $\frac{C'}{c'}$.

Jeżeli w dalszym ciągu nazwiemy przez:

F, ciśnienie początkowe, bezwzględne, pary na jednostkę powierzchni, wewnątrz cylindra,

F'' — ciśnienie końcowe, bezwzględne, pary rozprężonej, na jednostkę powierzchni, przy końcu każdego skoku tłoka, — to będziemy mieli:

$$F'' = \frac{c'}{C'} F.$$

Średnicę zaś D małego tłoka pp', otrzymamy z wzoru:

$$z = \frac{\pi}{4} D^2 F'', \text{ albo}$$

$$z = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{c'}{C'} F.$$

Jeżeli przez F', nazwiemy ciśnienie atmosfery, wtedy przeciwciśnienie:

$$z' = \frac{\pi}{4} D^2 F'.$$

Podstawiając wyprowadzone wartości, w równanie (4), otrzymamy:

$$D = \sqrt{\frac{\left\{ 2f F\left(S - s\right) + 2N'_1 + y' \right\} \frac{\alpha\beta}{\alpha\gamma} + 2N''}{0{,}7854 \left(F \frac{c'}{C'} - F'\right)}} \quad (5)$$

Wzór ten pozwoli obliczyć średnicę małego tłoka pp', w przypadku maszyny parowej z rozprężaniem w jednym cylindrze bez skroplania.

Jeżeli zaś potrzeba będzie obliczyć rzeczoną średnicę małego tłoka pp' w przypadku maszyny z rozprężaniem w jednym cylindrze i ze skroplaniem, wtedy wzory (2) i (3) są zastosowalne, zaś wzór (5) nie może być stosowany do obliczenia, z uwagi, że jak to już wyżej wspomnieliśmy, motorem będzie ciśnienie atmosfery, a prężność pary — przeciwciśnieniem. Wzgląd ten, pociąga za sobą zmianę wzoru (5) z powodu odmiennego urządzenia organów rozdziału pary, mianowicie skutkiem tego, że oś zawieszenia α dla drąga rs, musi się znajdować nad punktami β i γ.

Jeżeli ciśnienie z na mały tłok pp', jest równe jednej atmosferze, wtedy:

$$z = \frac{\pi}{4} D^2 F'.$$

Przeciwciśnienie z', równe ciśnieniu końcowemu w cylindrze, jest podług prawa *Mariotte'a*:

$$z' = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{c'}{C'} F.$$

Oznaczywszy teraz przez,

N'_1, siłę tarcia wszystkich organów rozdziału pary, mieszczących się między punktami α i β,

N'' — siłę tarcia organów, między punktami γ i β,

wtedy wzór pozwalający obliczyć średnicę D, małego tłoka pp', będzie:

$$D = \sqrt{\frac{\left\{2fF\left(S - s\right) + 2N'_1 + y'\right\}\frac{\alpha\beta}{\alpha\gamma} - 2N''}{0{,}7854\left(F' - F\frac{c'}{C'}\right)}} \qquad (6)$$

Rozprężanie zmienne, dopiero co opisane, daje się zastosować do maszyn parowych, jak również do maszyn o ścieśnionem lub ogrzanem powietrzu. Przy zastosowaniu do pomp, wymagających dość znacznej siły poruszającej, regulator działający na krzyż Q (fig. 8) jest niepotrzebny, gdyż w ogólności pompy przedstawiają opor stały. Możnaby to rozprężenie zastosować również do parowozów, do maszyn okrętowych i motorów służących do wydobywania rudy i węgla w górnictwach, które wymagają zmiany kierunku ruchu obrotowego.

W motorach fabrycznych średniej siły, używanych do poruszania narzędzi, rozprężanie zmiennie jest korzystnem, dla tego, że pozwala zmieniać pracę maszyny w granicach bardzo rozległych, a to przez automatyczne działanie regulatora na mechanizm rozdzielniczy.

Praca wyłożona na urzeczywistnienie rozdziału pary w maszynach powyżej opisanych, odnośnie do pracy zużytej na poruszanie suwaków w innych maszynach, jest bardzo małą, ponieważ mój suwak jest zrównoważony i oprócz tego, część oporu suwaka jest pokonaną kosztem pary, która spełniwszy swoje działanie w cylindrze, wywiera ciśnienie na mały tłok mieszczący się wewnątrz wydrążonego trzona. Utrudnia to wprawdzie wykonanie tego organu, które również jak i cały mechanizm rozdziału pary powinno być bardzo dokładne, bo wtedy tylko maszyna dać może, z powodów powyżej wyłuszczonych, dość znaczną oszczędność pary. Zauważyć przytem trzeba, że mój system, podobnie jak wszystkie maszyny *Corliss'a*, wymagać będzie utrzymania starannego.

Dodać tu należy, że oliwiarki, kurki do odpuszczania skroplonej pary z cylindra, jego obicie drzewem, koszule parowe i t. p. powinny być zastosowane w maszynach mego systemu, chociaż nie przedstawiłem ich na rysunkach.

W razie wielkich motorów, używanych do poruszania okrętów lub bardzo znacznych fabryk, gdzie używa się zwykle maszyn złożonych (compound), moja rozprężalność zmienna, zawikłałaby zbytecznie system — z powodu, że każdy cylinder wymaga oddzielnych organów natychmiastowego rozdziału pary.

Dla uniknięcia tej niedogodności powziąłem myśl zastowania siły elektrycznej, celem urzeczywistnienia rozdziału pary w maszynach złożonych. I tak, wał główny maszyny może poruszać maszynę obrotową elektryczną. W ten sposób wytworzony prąd, jest użytym do otrzymania natychmiastowych ruchów suwaków zrównoważonych; że zaś ich opór tarcia jest bardzo mały, więc i maszynka elektryczna, w dużych nawet motorach, będzie niewielką i zużyje niewiele siły poruszającej.

Ten ostatni system będzie nawet prostszym od opisanego i może również dać zmienność pracy a tem samem znaczną oszczędność pary. Nie podaję rysunków tego systemu, sądząc, że przytoczony opis jest wystarczającym do zrozumienia o co rzecz idzie.

Nakoniec nadmieniam, że moje suwaki zastosowane do systemu będącego przedmiotem niniejszego artykułu, mogą być prowadzone za pomocą mimośrodów.

Antoni Sękowski,
inżynier cywilny.

O ROZKŁADANIU SIĘ CIŚNIEŃ

NA OSI PAROWOZU.

(Tabl. VI).

ROZDZIAŁ I.

§ 1. Rzecz nader godna uwagi, że przedmiot ten, stosunkowo dość ważny, błędnie dotąd objaśniano. Wystawmy sobie (fig. 1) ramę, podtrzymującą połowę ciężaru parowozu C, spoczywającą na trzech resorach oddzielnych. Niech C_1, C_2, C_3, będą ciśnienia na osie odpowiednie a l_1, l_2, δ — odległości, znaczenie których wskazuje figura.

W takim razie, aby oznaczyć ciśnienia na osi, układano dwa równania:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

$$C_1 \, \delta + C_2 \, (\delta - l_1) = C_3 \, (l_1 + l_2 - \delta) \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

i rozumowano: ponieważ mamy tylko dwa równania, a niewiadomych trzy, więc zadanie będziemy mogli rozwiązać wtedy tylko, gdy sobie zadamy jednę z trzech wielkości niewiadomych.

Jeżeli parowóz był czteroosiowy, zadawano dwie siły, a dwie znajdowano i t. d., — to jest, o ilukolwiek osiach był parowóz, zawsze tylko dwie siły znajdowano, a resztę zadawano.

Zachodzi jednakże pytanie, czy mamy prawo zadawać sobie, w przypadku np. trzech osi, jedną z tych sił *dowolnie?*

Właśnie na tem polega błąd; gdy bowiem dany jest ciężar C, i odległości l_1, l_2 i δ, — wszystkie warunki, potrzebne do ściśle oznaczonego rozkładu ciśnień są przygotowane. Istotnie rama wtedy już wisi na resorach, czyli że ciśnienia C_1, C_2 i C_3 same się rozłożyły na wszystkie osi, bez dalszej naszej pomocy, niezależnie od tego, czy o ich wartościach rzeczywistych wiemy co, lub nie — i nie pozostaje nic więcej, jak oznaczyć te siły, nie narzucając żadnej z nich wartości dowolnej dla znalezienia dwóch pozostałych. Wprowadzając jedno ciśnienie dowolne otrzymamy wszystkie trzy fałszywe. Mogą one być prawdziwe tylko w jednym

wypadku: jeżeli trafem zgadniętą została siła zadawana. To samo stosuje się do czterech osi i t. d.

Zrobiono tedy zagadnienie to nieokreślonem, chociaż z natury rzeczy, jest ono ściśle określone. Wynikło to mianowicie z nieuwzględnienia natury resorów, których działanie miano właśnie zbadać.

W równaniach powyższych nie ma przecie *określnika* albo *piętna* matematycznego resoru,—rozwiązanie zatem podobne nie odnosi się do przypadku resorów, ale do jakiegoś innego, nieznanego, np. do przypadku dwóch resorów, czego przyjąć pod uwągę nie można, bo jak zobaczymy dalej, przypadek ten jest równoważny z położeniem belki zwykłej na dwóch podporach stałych.

§ 2. Aby rozwiązać zadanie, potrzeba jak mówiliśmy, wprowadzić do rachunku — piętno matematyczne resoru. Będzie niem jego spółczynnik sprężystości. Nazwijmy w tym celu *ugięciem* albo *ugięciem się* resoru, zależnie od okoliczności, — różnicę strzał w stanie nieobciążonym i obciążonym, albo inaczej — różnicę pomiędzy strzałą fabryczną i rzeczywistą czynną. Jeżeli resory mają być wiadome, to wiadomem będzie, że ugięciu się u resoru odpowiada ciśnienie c, skąd wynika:

$$\frac{c}{u} = \frac{C_1}{u_1},$$

czyli

$$C_1 = \frac{c}{u} u_1.$$

Jeżeli oznaczymy:

$$\frac{c}{u} = k,$$

to otrzymamy, że:

$$C_1 = k\, u_1.$$

Spółczynnik sprężystości k, stały w każdym resorze, jest właśnie jego piętnem albo określnikiem matematycznym.

§ 3. Rozpatrzmy teraz zjawisko, wyobrażone na fig. 2. Resory są trzy, jednakowe, oddzielne. Przypuszczamy że rama pomieszczona między dwiema ścianami ślizga się po nich bez tarcia, ale oczywiście osuwać się na dół może tylko poziomo. Jakie zostaną wywarte ciśnienia na osie? Niezależnie od położenia środka ciężkości C, ciśnienia te będą zawsze równe, bo za miarę ciśnienia służy wielkość ugięcia, a każdy resor ugnie się na wielkość równą. Inneni słowy, jeżeli u_1, u_2, u_3 — będą ugięcia odpowiednie, a C_1, C_2, C_3 — jak powyżej ciśnienia, to otrzymamy:

$$u_1 = u_2 = u_3 = u$$

$$C_1 = C_2 = C_3 = c.$$

Położenie środka ciężkości może tylko zmniejszać lub zwiększać ciśnienie c, ugięcie u i siły s i s'. Jeżeli jednakże resory są

różnej sprężystości, to wypadek będzie inny: ugięcia się resorów pozostaną równe ze względu na obecność ścian a niezależnie od położenia środka ciężkości, — ale ciśnienia będą różne, bo przy sprężystości niejednakowej, ugięciom równym odpowiadać muszą ciśnienia nierówne, — t. j. otrzymamy:

$$u_1 = u_2 = u_3$$

$$C_1 \gtrless C_2 \gtrless C_3.$$

W obydwóch przypadkach rama osuwała się równolegle, zmuszona do tego przez ściany boczne. Odejmijmy jednakże ściany: rama osuwać się będzie równolegle tylko wtedy, jeżeli wielkości l_1, l_2, i δ tak dobierzemy, ażeby przy danem C nastąpiła podobna równowaga. Zatem rama parowozu, jako pozbawiona warunków zmuszających ją do równoległości, będzie w ogóle nachylona do poziomu pod pewnym kątem α. Kąt α rozumieć należy, jako utworzony np. przez dwa położenia linii, łączącej końce resorów, raz w stanie swobodnym i drugi raz w stanie obciążonym. Ażeby rama mogła się nachylić, potrzeba aby maźnice obróciły się na pewien kąt około swych czopów, osi zbliżyły się a słupki resorowe ustąpiły trochę na bok, — co łatwo może się przytrafić z tego powodu, że pomiędzy słupkiem czyli sztycą i klamrą go obejmującą, jest miejsce wolne a końce słupków nie siedzą szczelnie na maźnicach, jak i cała rama w ogóle nie siedzi szczelnie na osiach.

Widzimy zatem, że z natury budowy parowozu wypływa możebność przechylenia się ramy, co też następuje istotnie pod ciśnieniem. W związku z tym faktem stoi rozkład sił, bo oczywiście jeżeli sprężystość rosorów jest jednakowa, to resor najwięcej ugięty, znajduje się pod działaniem największej siły i odwrotnie. Pochylenie się ramy idzie zatem od osi najodleglejszej od środka ciężkości, do osi od niego najbliższej. To samo w ogóle odnosi się i do wagonów.

ROZDZIAŁ II.

Parowóz trzyosiowy.

§ 4. Przypuśćmy teraz, że mamy trzy resory oddzielne, nie obciążone (fig. 1). Linia *xx*, przechodząca przez ich końce, będzie pozioma a po obciążeniu przyjmie położenie *yy*, różniące się od poprzedniego — oprócz usunięcia się na dół — jeszczo o kąt α. Znakowanie jest już wiadome; przypomnieć tylko wypada, że C w podobnych razach oznacza ciężar, przypadający na jednę ramę, a zatem jest to połowa ciężaru całkowitego; δ — odległość środka ciężkości od osi lewej, pierwszej i t. d.

Niech ugięcie się pierwszego resoru będzie u_1, to drugiego będzie $u_1 + u_2$, a trzeciego: $u_1 + u_3$.

Trójkąt *A B D* — nazywam *trójkątem nachylenia się* ramy.

Fig. 1-sza dostarczy nam związków następujących pomiędzy wielkościami badanemi:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

$$C_1 \delta + C_2 (\delta - l_1) = C_3 (l_1 + l_2 - \delta) \quad \ldots \quad (2)$$

$$\frac{u_3}{u_2} = \frac{l_1 + l_2}{l_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

$$C_1 = k u_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

$$C_2 = k (u_1 + u_2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

$$C_3 = k (u_1 + u_3) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Spółczynnik sprężystości resorów k, jest wielkością wiadomą; także za wiadome przyjmiemy odległości pomiędzy osiami l_1 i l_2, położenie środka ciężkości δ i C obciążenie ramy. Pozostaje zatem sześć niewiadomych: C_1, C_2, C_3, u_1, u_2, u_3 — i równań mamy także sześć. Pytanie zatem można rozwiązać, bo wszystkie równania są pierwotne.

Jak widzimy równania (1) i (2) są dawne, statyczne; równanie (3) wyraża warunek, że linia węzłów pozostała prostą po obciążeniu i po przechyleniu się, a także łącznie z następnemi, że ciśnienia są proporcyonalne do ugięć i odwrotnie.

§ 5. Z rozwiązania równań powyższych otrzymamy szukane ciśnienia:

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= C \frac{2 l_1^2 + (2 l_1 + l_2)(l_2 - \delta)}{l_1 (2 l_1 + l_2) + l_2 (2 l_2 + l_1)} \\ C_2 &= C \frac{l_2 (l_1 + l_2) + \delta (l_1 - l_2)}{l_1 (2 l_1 + l_2) + l_2 (2 l_2 + l_1)} \\ C_3 &= C \frac{\delta (2 l_2 + l_1) - l_1 l_2}{l_1 (2 l_1 + l_2) + l_2 (2 l_2 + l_1)} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (7)$$

tudzież ugięcia:

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= \frac{C}{k} \, \frac{2 l_1^2 + (2 l_1 + l_2)(l_2 - \delta)}{l_1 (2 l_1 + l_2) + l_2 (2 l_2 + l_1)} \\ u_2 &= \frac{C}{k} \, \frac{l_1 (3 \delta - 2 l_1 - l_2)}{l_1 (2 l_1 + l_2) + l_2 (2 l_2 + l_1)} \\ u_3 &= \frac{C}{k} \, \frac{(l_1 + l_2)(3 \delta - 2 l_1 - l_2)}{l_1 (2 l_1 + l_2) + l_2 (2 l_2 + l_1)} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (8)$$

czyli

$$tg\, \alpha = \frac{u_2}{l_1} = \frac{C}{k} \, \frac{3 \delta - 2 l_1 - l_2}{l_1 (2 l_1 + l_2) + l_2 (2 l_2 + l_1)} \quad . \quad (9)$$

Przyjmując, ze względu na małą rozwartość kąta α, długość łuku za jego styczną, otrzymany kąt:

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{C}{k} \cdot \frac{3\delta - 2l_1 - l_2}{l_1(2l_1 + l_2) + l_2(2l_2 + l_1)}.$$

Równania (7) wykazują, że ciśnienia na osi zupełnie nie zależą od tego, czy resory będą mocne, czy słabe, — byle tylko były jednakowe co do sprężystości; ciśnienia zależą w tym razie tylko od stosunków geometrycznych i obciążenia. Łatwiej będzie objaśnić to prawo dla trzech resorów, rozpatrując je najprzód w przypadku dwóch resorów (fig. 3). Weźmy, w celu uogólnienia, sprężyny jakiekolwiek, np. zwijane.

Rzecz widoczna, że jeżeli l_1, l_2 i C pozostaną niezmienne, to niezależnie od większej lub mniejszej giętkości resorów, rozkład sił pozostanie ten sam, bo belkę taką w stanie równowagi uważać można jako spoczywającą wprost na dwóch podporach stałych. Resory działają tylko na kąt α — a rzeczywiście od $\alpha = 0^0$, do $\alpha = (90^0 - \varepsilon)$, gdzie ε jest kąt nieskończenie mały, ramiona a i b, chociaż się będą zwiększać lub zmniejszać, zachowają ten sam stosunek. Z założenia bowiem to, co mogłoby wpływać na zmianę stosunku (C, l_1, l_2), pozostaje niezmienne — jedno jako obciążenie a inne jako rzuty ramion. Jeżeliby np. pod siłą C_2, resor był zanadto słaby, to ciśnienie przegnie go zupełnie, zmusi ramę oprzeć się na strzemieniu resorowem i wtedy dopiero nastąpi równowaga, ale z tym samym rozkładem ciśnień. Jeżeli zaś nie przypuszczamy możliwości podobnego punktu oparcia, przypuszczając jednakże, że jeden resor jest np. nieskończenie słaby, a drugi posiada sprężystość skończoną, — to rama zacznie się obracać około tego ostatniego, dopóki się z niego zupełnie nie zesunie, albo też ciśnienie całe przeniesione będzie na punkt zawieszenia a rozkład w znaczeniu poprzedniem nie nastąpi. Jak zatem w ogóle od sprężystości resorów nie zależą ciśnienia C_1 i C_2 w przypadku dwóch resorów, tak podobnież i w przypadku trzech — jednakowych.

Równania (8) wskazują, że w stanie równowagi resory wybrane dadzą zawsze ugięcia stałe i to tem większe, im resory są słabsze, t. j. im mniejszy jest spółczynnik k. Nie należy tylko odnosić tu podciągania i luzowania muter.

Równanie (9) dostarcza warunków potrzebnych do urzeczywistnienia *poziomości* ramy, wtedy bowiem:

$$\alpha = tg\ \alpha = 0,$$

to jest:

$$\frac{3\delta - 2l_1 - l_2}{l_1(2l_1 + l_2) + l_2(2l_2 + l_1)} = 0.$$

Otrzymamy stąd:

$$3\delta - 2l_1 - l_2 = 0,$$

czyli:

$$\delta = \frac{2l_1 + l_2}{3}.$$

Równanie to jest warunkiem koniecznym i dostatecznym do *poziomości* ramy, w przypadku *trzech resorów jednakowych.*

§ 6. Gdy w szczególnym przypadku:

$$l_1 = l_2 = l,$$

t. j odległości pomiędzy osiami są równe, wtedy równania (7) przybiorą postać następującą:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= C\frac{5l - 3\delta}{6l} = \frac{C}{6}\left(5 - 3\frac{\delta}{l}\right) \\ C_2 &= C\frac{2l}{6l} = \frac{C}{3} \\ C_3 &= C\frac{3\delta - l}{6l} = \frac{C}{6}\left(3\frac{\delta}{l} - 1\right) \end{aligned} \right\} \quad . \; . \quad (10)$$

Pod drugą postacią wzory te są dogodne do obliczania, bo zawierają stosunek stały $\frac{\delta}{l}$.

Wielce godne uwagi drugie z powyższych równań wskazuje, że ciśnienie na oś środkową zupełnie nie zależy od położenia środka ciężkości (δ) w kierunku podłużnym parowozu, jeżeli odległości osi są równe. Uczynić rzeczywiście te odległości równemi nie jest wcale trudnem — a w razie wybrania kół środkowych na wodzące, osiągamy przez to wiele korzyści, nie dających się znaleźć gdzieindziej.

Przyjmując w równaniach powyższych:

$$\delta = l,$$

otrzymamy: $C_1 = C_2 = C_3 = \frac{C}{3}$.

§ 7. Zadanie odwrotne:

Dane są ciśnienia — znaleźć stanowiska osi.

To ogólne zadanie byłoby nieokreślone, gdyby je rozumieć dosłownie, bo oprócz ciśnień potrzeba mieć jeszcze wiadome δ, t. j. położenie środka ciężkości. Istotnie możemy do siebie przysuwać i odsuwać ciśnienia zadane i one się przez to nie zmienią, a w czynności tej nie bylibyśmy krępowani niczem, gdyby można było nie mieć względu na δ. Równania też (2) i (3) wskazują że, gdy tylko ciśnienia same są wiadome, a δ nie, to nic nie znajdziemy gdy szukane niewiadome znajdują się tylko w tych dwóch równaniach. Uwagi te przytaczam dla tego, aby się nie wydawało, że mając w układzie (7) trzy równania z trzema niewiadomemi, można jest je oznaczyć. Zadajemy więc oprócz ciśnień, jeszcze położenie środka ciężkości δ.

Rozwiązując równanie zasadnicze albo układ (7) otrzymujemy:

$$l_1 = \delta\, C \frac{C_2 - C_1}{C_2 (C_2 - C_1) + C_3 (C_3 - C_1)}$$

$$l_2 = \delta\, C \frac{C_3 - C_2}{C_3 (C_2 - C_1) + C_3 (C_3 - C_1)}.$$

Jako sprawdzenie tych wzorów, jak również i poprzednich, służyć może uwaga, że gdy:

$$l_1 = l_2 = l,$$

otrzymujemy zależność:

$$C_2 - C_1 = C_3 - C_2,$$

czyli:

$$C_1 = 2\, C_2 - C_3,$$

która odnosić się powinna także do wzorów ciśnień w tym przypadku, t. j. do wzorów (10), co rzeczywiście ma miejsce tak tam jak i wtedy, gdy i $\delta = l$.

§ 8. Ciśnienia C_1, C_2 i C_3 są (fig. 2) wypadkowemi ciśnień, działających na końcach resorów, t. j.:

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= c'_1 + c''_1 \\ C_2 &= c'_2 + c''_2 \\ C_3 &= c'_3 + c''_3 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Jak widzimy, wprost na zasadzie tylko tych trzech równań, nie można oznaczyć składowych ciśnień wypadkowych; brakuje jeszcze trzech równań do ich określenia. W przybliżeniu zaś ogólnem można przypuścić, że:

$$c'_1 = c''_1 = \frac{C_1}{2} \text{ i t. d.}$$

Byłby to przypadek pierwszy, w którym cięciwa $A'\ B'$ resoru przybiera po obciążeniu położenie poziome AB — i wtedy:

$$u'_3 = u''_3.$$

W przypadku zaś drugim, jaki jeszcze odróżniać można, taż cięciwa przybrałaby położenie ukośne DD a wtedy:

$$c'_3 < c''_3 \text{ gdyż } u'_3 < u''_3.$$

Trudno jest określić stanowczo, który z tych przypadków kiedy się zdarzy; należy przypuszczać, że możliwe są obadwa. Zawisło tu dużo od sposobu umocowania resorów na ramie, od ich oparcia na smarownicach i t. p.

Jeżeli jednak zastosujemy w przypadku 2-im zasadę ogólną, otrzymamy 12 rówań z tyluż niewiadomemi, które tym sposobem mogą być znalezione. Niewiadomemi będą:

$$c'_1,\ c''_1,\ c'_2,\ c''_2,\ c'_3,\ c''_3;\ u'_1,\ u''_1,\ u'_2,\ u''_2,\ u'_3,\ u''_3.$$

Przytem równania (11) mogą służyć tak do sprawdzenia, jak też do zastąpienia trzech innych z liczby 12-u zasadniczych.

Można jeszcze w tym przypadku wyznaczyć w taki sposób siły składowe:

$$tg\,\alpha = \frac{u''_1}{\lambda_1},$$

skąd:

$$u''_1 = \lambda_1\, tg\,\alpha.$$

Z figury 2 mamy:

$$u'_1 = u_1 - \frac{\lambda_1\, tg\,\alpha}{2},$$

$$c'_1 = \frac{ku'_1}{2},$$

$$c''_1 = \frac{k\,(u'_1 + u''_1)}{2}.$$

Na ostatnich trzech równaniach polega przybliżenie. Ściśle mówiąc w pierwszem z nich trzeba odjąć nie połowę ale część mniejszą, bo ramię lewe resoru, jako z założenia mniej naciśnięte, będzie krótsze od prawego — zatem równoległa $x'x'$ nie podzieli odcinka u''_1 na połowę, ale w innym stosunku. Dwa zaś pozostałe równania napisane są tytułem prawdopodobieństwa.

Przekształcając dwa ostatnie równania i pamiętając że $ku_1 = C_1$, otrzymamy:

$$c'_1 = \frac{1}{2}\left(C_1 - \frac{k\,\lambda_1\, tg\,\alpha}{2}\right),$$

$$c''_1 = \frac{1}{2}\left(C_1 + \frac{k\,\lambda_1\, tg\,\alpha}{2}\right).$$

W sposób odpowiedni znajdziemy:

$$c'_2 = \frac{1}{2}\left(C_2 - \frac{k\,\lambda_3\, tg\,\alpha}{2}\right),$$

$$c''_2 = \frac{1}{2}\left(C_2 + \frac{k\,\lambda_3\, tg\,\alpha}{2}\right),$$

$$c'_3 = \frac{1}{2}\left(C_3 - \frac{k\,\lambda_5\, tg\,\alpha}{2}\right),$$

$$c''_3 = \frac{1}{2}\left(C_3 + \frac{k\,\lambda_5\, tg\,\alpha}{2}\right).$$

Niezależnie zatem od liczby osi pod parowozem, można — jak widzimy — dodać do równań tu przytoczonych, jeszcze tyle, ile potrzeba ażeby się stosowały tak do czterech, pięciu lub

sześciu i t. d. osi, — jak stosują się obecnie do przypadku trzech osi.

Nareszcie można to zadanie rozwiązać rysunkowo, z przybliżeniem wystarczającem. Mając C_1, C_2, C_3 i stanowiska osi, zbudujemy trójkąt nachylenia się ramy a mając $\lambda_1 \ldots \lambda_5$ znajdziemy miejsca, odpowiadające końcom resorów. Jeżeli, wybrawszy skalę właściwą, uwzględnimy należycie spółczynnik k, to będziemy wtedy mogli otrzymać wielkości szukane.

§ 9. Przypadek, gdy wszystkie resory są sprężystości różnej. W równaniach zasadniczych (4), (5) i (6), zamiast jednego spółczynnika k, będą trzy różne, mianowicie —

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= k_1 u_1 \\ C_2 &= k_2 (u_1 + u_2) \\ C_3 &= k_3 (u_1 + u_3) \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (12)$$

Rozwiązujac układ obecny równań zasadniczych, i przyjmując oznaczenia:

$$k_2 l_1 \left\{ k_2 l_2 \left(l_1 + l_2 \right) + \delta \left(k_1 l_1 - k_2 l_2 \right) \right\} + k_3 \left(l_1 + l_3 \right) \left\{ \delta \left(k_1 l_1 + l_2 (k_1 + k_2) - k_2 l_1 l_2 \right) \right\} = M),$$

$$k_2 \left\{ k_2 l_2 \left(l_1 + l_2 \right) + \delta \left(k_1 l_1 - k_2 l_2 \right) \right\} = a,$$

$$k_3 \left\{ \delta \left(k_1 l_1 + l_2 (k_1 + k_2) \right) - k_2 l_1 l_2 \right\} = b,$$

otrzymamy:

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= C \frac{a (l_1 - \delta) + b (l_1 + l_2 - \delta)}{a l_1 + b (l_1 + l_2)} \\ C_2 &= C \delta \frac{a}{a l_1 + b (l_1 + l_2)} \\ C_3 &= C \delta \frac{b}{a l_1 + b (l_1 + l_2)} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad (13,$$

Jak widzimy, wielkości ciśnień czyli ich rozkład na osi, zależy tu od sprężystości resorów, skutkiem czego wypada, że w ogóle nie wszystkie trzy resory w tym przypadku wybierać możemy dowolnie, ale tylko dwa. Rzeczywiście:

$$u_2 = \frac{k_1 C_2 - k_2 C_1}{k_1 k_2}$$

$$u_3 = \frac{k_1 C_3 - k_3 C_1}{k_1 k_3}$$

a na zasadzie rownania (3)

$$\frac{k_1 C_2 - k_2 C_1}{k_2 l_1} = \frac{k_1 C_3 - k_3 C_1}{k_3 (l_1 + l_2)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Równanie to daje związek pomiędzy wszystkimi trzema spółczynnikami k_1, k_2, k_3, dowolnie zatem można wybierać tylko dwa z nich, to znaczy dwa resory a trzeci wypadnie po rozwiązaniu ostatniego równania. Jeżeli wszystkie inne wielkości są wiadome, oprócz jednego ze spółczynników np. k_3, to jego wartość liczebną otrzymamy wprost:

$$k_3 = \frac{C_3 k_1 k_2 l_1}{(l_1 + l_2)(k_1 C_2 - k_2 C_1) + C_2 k_2 l_1} \quad . \quad (15)$$

Jeżeli zaś zamierzamy dopiero obliczyć ciśnienia C_1, C_2, C_3, podług wzorów (12), to w nich k_3 zastąpić musimy przez wyrażenie z wzoru (15); w układzie (13) znika więc jeden resor. Rozporządzać zatem możemy tylko dwoma — k_1 i k_2.

Równanie (14) wyraża warunek *możebności rozkładu* ciśnień na wszystkie *trzy osi*, gdy resory są *różne:* istotnie, jeśli np. resor środkowy weźmiemy zbyt mocny, a prawy bliższy środka ciężkości zbyt słaby, to cały ciężar spocznie na dwóch tylko osiach, środkowej i prawej. Wtedy jeżeliby rama wprost tylko leżała na resorach, podniesie się ona nad resorem lewym do góry, przerywając z nim wszelką styczność. Jeżeli zaś—jak zwykle się używa— rama jest z nim połączona, to oś cała z kołami podniesioną być może do góry, przerywając w wypadku ostatecznym, także styczność z szynami, a w ogóle osłabiając znacznie ciśnienie ciężaru własnego osi na szyny.

Łatwo dostrzedz, co wyniknie przy innem nienależytem dobraniu resorów.

To samo prawo zależności wzajemnej spółczynników k_1, k_2, k_3, występuje w warunku poziomości ramy, mianowicie gdy:

$$u_2 = u_3 = 0.$$

Na zasadzie tego, z wartości wyżej podanych na u_2 i u_3 znajdujemy:

$$\left.\begin{array}{l} k_1 C_2 = k_2 C_1 \\ k_1 C_3 = k_3 C_1 \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

czyli:

$$\frac{k_3}{k_2} = \frac{C_3}{C_2}.$$

Jesteśmy tu skrępowani jeszcze bardziej co do dowolności wyboru resorów: wybrać możemy tylko jeden a dwa inne już będą przez to określone.

Jeżeli, postępując jak na początku, znajdziemy:

$$\delta = F(l_1, l_2, C_1, C_2, C_3, k_1, k_2, k_3),$$

odnoszące się do warunku poziomości ramy, to podstawiwszy zamiast k_1 i k_2, ich wartości z równania (16) otrzymamy już:

$$\delta = F_1 (l_1, l_2, C_1, C_2, C_3, k_3),$$

t. j. w przypadku poziomości ramy pozostał do rozporządzenia tylko jeden resor, jak tu k_3.

Wzory (16) wyrażają więc warunki *możebności* położenia *poziomego* ramy w razie *trzech resorów różnych*.

§ 10. Przypadki szczególne mogą tu być cztery następujące:

1) resory lewy i środkowy są jednakowe t. j. $k_1 = k_2 = k$
2) „ środkowy i prawy „ „ $k_2 = k_3 = k$
3) „ prawy i lewy „ „ $k_3 = k_1 = k$
4) „ wszystkie „ „ $k_1 = k_2 = k_3 = k$.

Podstawiając te wartości w układ (13) znajdziemy odpowiednie wyrażenia na C_1, C_2 i C_3.

Przypadek czwarty, rozpatrzony był właśnie z początku.

§ 11. Na zakończenie tego rozdziału, przytoczę przykład liczebny. Rozwiązując równania (1) i (2) względem C_1 i C_2, otrzymamy:

$$C_1 = \frac{C (l_1 + l_2 - \delta) - C_2 \, l_2}{l_1 + l_2}$$

$$C_3 = \frac{C\delta - C_2 \, l_1}{l_1 + l_2}.$$

Niech będzie:

$$l_1 = 1{,}5 \text{ m.}, \quad l_2 = 1{,}7 \text{ m.}, \quad \delta = 2 \text{ m.}, \quad C = 17\,000 \text{ kgm.}$$

Jeżeli teraz, jak dotąd postępowano, zadamy sobie naprzykład $C_2 = 6\,000$ kgm., — to przy wielkościach powyżej przyjętych, wypadnie:

$$C_1 = 3\,187{,}5 \text{ kgm.}$$
$$C_3 = 7\,812{,}5 \text{ „}$$

Podług zaś wzorów układu (7)

$$C_1 = 3\,415 \text{ kgm.}$$
$$C_2 = 5\,571 \text{ „}$$
$$C_3 = 8\,014 \text{ „}$$
$$C = 17\,000 \text{ kgm.}$$

W przypadku zaś niniejszym, różnice pomiędzy ciśnieniami rzeczywistemi i mniemanemi, odnośnie do całych osi, będą:

$+ 456$ kgm.
$- 858$ „
$+ 402$ „

Ażeby obliczyć ugięcie u_1, u_2, u_3, przypuśćmy, że ciśnieniu 6 000 kgm., odpowiada ugięcie się każdego resoru na 40^{mm}, t. j. że:

$$k = \frac{6\,000}{40} = 150,$$

wtedy podług wzorów układu (8) otrzymamy:

$$u_1 = 22{,}8^{mm},\quad u_2 = 14{,}4^{mm},\quad u_3 = 30{,}7^{mm},$$

ugięcia więc całkowite każdego resoru wyniosą:

$$u_1 = 22{,}8^{mm},\quad u_1 + u_2 = 37{,}2^{mm},\quad u_1 + u_3 = 53{,}5^{mm},$$

$$\text{zaś } tg\,\alpha = \frac{14{,}4}{1\,500} = 0{,}0096 = 0{,}01,$$

$$\alpha = 33'.$$

Położenie poziome ramy nastąpi przy:

$$\delta = 1{,}567 \text{ m.},$$

rozkład ciśnień będzie wtedy:

$$C_1 = C_2 = C_3 = \frac{C}{3} = 5\,667 \text{ kgm.},$$

a odpowiadające mu ugięcie się równe dla wszystkich resorów:

$$u = \frac{C}{3\,k} = 37{,}8^{mm}.$$

W przypadku drugim ciśnień składowych, znaleźlibyśmy wartości następne:

$$c'_1 = 1\,349{,}6 \text{ kgm.} \qquad c''_1 = 2\,065{,}9 \text{ kgm.}$$
$$c'_2 = 2\,427{,}3 \;\text{,,} \qquad c''_2 = 3\,143{,}6 \;\text{,,}$$
$$c'_3 = 3\,648{,}7 \;\text{,,} \qquad c''_3 = 4\,364{,}9 \;\text{,,}$$

przyjąwszy $\lambda_1 = \lambda_2 = \ldots\ldots \lambda_5 = \lambda = 1\,000^{mm}$,

$$c''_1 - c'_1 = c''_2 - c'_2 = c''_3 - c'_3 = 716{,}25 \text{ kgm.},$$

a ugięcie, odpowiadające tej różnicy, t. j. na ile jeden koniec resoru niżej znajduje się pod drugim, wynosi $4{,}8^{mm}$.

Przypadek pierwszy szczególny, kiedy $l_1 = l_2 = l = 1{,}15$ m. a reszta wielkości pozostaje poprzednia:

$$C_1 = 2\,834 \text{ kgm.}$$
$$C_2 = 5\,667 \;\text{,,}$$
$$C_3 = 8\,499 \;\text{,,}$$
$$\overline{C = 17\,000 \text{ kgm.}}$$

$$tg\,\alpha = 0{,}013,$$

$$\alpha = 45'.$$

Poziomość ramy nastąpiłaby przy:

$$\delta = 1{,}5 \text{ m.},$$

a rozkład ciśnień, odpowiadający temu położeniu i odnoszący się także zarazem do przypadku szczególnego drugiego będzie:

$$\frac{C}{3} = 5\,667 \text{ kgm.}$$

ROZDZIAŁ III.

Parowóz czteroosiowy.

§ 12. Weźmy znów fig. 1. Mamy teraz do czynienia z ciśnieniami C_1, C_2, C_3, C_4. Stanowiska osi będą określone przez l_1, l_2, l_3 a środek ciężkości — przez δ; C — po dawnemu oznacza połowę ciężaru całkowitego, spoczywającego na resorach.

Wszystkie cztery resory przypuszczamy jednakowe, oddzielne.

W sposób odpowiedni do poprzedniego, z trójkąta nachylenia się ramy wypada:

$$\left.\begin{aligned}
&C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = C \\
&C_1\,\delta + C_2\,(\delta - l_1) = C_3\,(l_1 + l_2 - \delta) + C_4\,(L - \delta) \\
&\frac{u_4}{u_3} = \frac{L}{l_1 + l_2} \\
&\frac{u_3}{u_2} = \frac{l_1 + l_2}{l_1} \\
&C_1 = k u_1 \\
&C_2 = k\,(u_1 + u_2) \\
&C_3 = k\,(u_1 + u_3) \\
&C_4 = k\,(u_1 + u_4)
\end{aligned}\right\} \quad (17)$$

Równań zatem mamy ośm, wszystkie pierwotne, niewiadomych: C_1, C_2, C_3, C_4; u_1, u_2, u_3, u_4 — także ośm, zadanie zatem może być rozwiązane.

Jak już można było zauważyć przedtem i jak tu widać — zasada powyższa rozciąga się do wszystkich przypadków. Wykazuje to jasno fig. 1.

Rozwiązując równania (17) i przyjmując oznaczenie:
$l_1(2l_1 + l_2) + l_2(2l_2 + l_1) + Ll_1 - l_2 l_3 + (l_2 + l_3)(l_1 + 2l_2 + 3l_3) = M$,
otrzymamy:

$$\left.\begin{aligned}
C_1 &= C\,\frac{2Ll_2 + l_3\,(l_1 + l_3) - (\delta - l_1)\,(3l_1 + 2l_2 + l_3)}{M} \\
C_2 &= C\,\frac{2Ll_2 + l_3\,(l_1 + l_3) - \delta\,(2l_2 + l_3 - l_1)}{M} \\
C_3 &= C\,\frac{\delta\,(l_1 + 2l_2 - l_3) + Ll_3 - l_1\,l_2}{M} \\
C_4 &= C\,\frac{\delta\,(l_1 + 2l_2 + 3l_3) - l_1\,(l_2 + l_3) - l_3\,(l_1 + l_2)}{M}
\end{aligned}\right\} \quad (18)$$

Warunek poziomości ramy, znajdziemy drogą ogólną, przyjmując:

$$C_1 = C_2 = \ldots C_4 = \frac{C}{4},$$

otrzymamy wtedy:

$$\delta = \frac{3l_1 + 2l_2 + l_3}{4}.$$

Równanie to wyraża warunek konieczny i dostateczny *poziomości* ramy w przypadku *czterech resorów* jednakowych, oddzielnych.

Jest to jeden z wypadków, dających się najłatwiej otrzymać bez względu na liczbę osi w parowozie: w równaniu momentów przyjmujemy wszystkie ciśnienia równe $\frac{C}{n}$, gdzie n = liczbie osi pod parowozem.

Chcąc obliczyć ciśnienia składowe w drugim ich przypadku, należy do równań, przytoczonych w tym przedmiocie w przypadku trzech osi, dodać jeszcze dwa następne:

$$c'_4 = \frac{1}{2}\left(C_4 - \frac{k\lambda\, tg\,\alpha}{2}\right)$$

$$c''_4 + \frac{1}{2}\left(C_4 + \frac{k\lambda\, tg\,\alpha}{2}\right).$$

§ 13. W rozbiorze powyższym przyjęte były wszystkie resory sprężystości jednakowej. Gdyby zachodziła potrzeba roztrząsnąć przypadek przeciwny, trzebaby wtedy wprowadzić rzeczywiste spółczynniki ich sprężystości i postąpić sposobem wskazanym w przypadku trzech resorów.

§ 14. Przykład.

Niech będzie:

$l_1 = 1{,}4$ m., $l_2 + 1{,}5$ m., $l_3 = 1{,}6$ m.; $\delta = 2$; $C = 18\,000$ kgm., $L = 4{,}5$ m.

W takim razie układ (18) wyznacza ciśnienia:

$$\begin{aligned} C_1 &= 5\,202 \text{ kgm.} \\ C_2 &= 4\,757 \text{ „} \\ C_3 &= 4\,276 \text{ „} \\ C_4 &= 3\,765 \text{ „} \\ \hline C &= 18\,000 \text{ kgm.} \end{aligned}$$

Zauważyć tu należy, że błąd popełniony w obliczaniu ciśnień, tak w przypadku obecnym, jako też we wszystkich innych, łatwo do pewnego stopnia spostrzedz. Ciśnienia powinny od C_1 do C_n, albo odwrotnie, wzrastać lub maleć, nieprzerwanie, albo też — w przypadku szczególnym — będą wszystkie one równe, bo rama nachyloną być musi albo w jedną stronę, albo w drugą, albo też będzie poziomą. Żadne przeto, obliczone ciśnienie pośrednie nie może być ani większe ani mniejsze od dwóch obok stojących, ale tylko od jednego a wszystkie razem, gdyby je przedstawić wierzchołkami rzędnych, powinny wytknąć kierunek prostej, równoległej albo pochyłej do poziomu. Każdy błąd popełniony zaraz staje się widocznym, mając te prawidła na uwadze.

Do oznaczenia ugięć weźmiemy spółczynnik $k = 150$, ten sam co poprzednio. Jak wskazują ciśnienia otrzymane, trójkąt

nachylenia się ramy zwrócony jest w stronę przeciwną niż na figurze, ugięcie spólne będzie przeto nie u_1 ale u_4, jako najmniejsze z ugięć ogólnych.

Będziemy mieli:

$$u_4 = 25{,}10^{mm}$$
$$u_3 = 3{,}41 \text{ „}$$
$$u_2 = 6{,}61 \text{ „}$$
$$u_1 = 9{,}58 \text{ „}$$

Zatem ugięcia całkowite wyniosą:

$$u_4 = 25{,}10^{mm}$$
$$u_3 + u_4 = 28{,}51 \text{ „}$$
$$u_2 + u_4 = 31{,}71 \text{ „}$$
$$u_1 + u_4 = 34{,}68 \text{ „}$$
$$tg\, \alpha = \frac{9{,}58}{4\,500} = 0{,}002 \text{ „}$$
$$\alpha = 7'.$$

Położenie poziome ramy nastąpiłoby przy:

$$\delta = 2{,}2 \text{ m.},$$

i rozkład ciśnień byłby wtedy:

$$C_1 = C_2 = \ldots C_4 = \frac{C}{4} = 4\,500 \text{ kgm.},$$

a ugięcie równe:

$$u = 30^{mm}.$$

Składowe w przypadku ich drugim, przyjmując $\lambda = 900^{mm}$, wypadną (w porządku także odwrotnym z przyczyny już wiadomej) następnie:

$$c''_4 = 1\,815{,}0 \text{ kgm.} \quad c'_4 = 1\,950{,}0 \text{ kgm.}$$
$$c''_3 = 2\,070{,}5 \text{ „} \quad c'_3 = 2\,205{,}0 \text{ „}$$
$$c''_2 = 2\,311{,}0 \text{ „} \quad c'_2 = 2\,446{,}0 \text{ „}$$
$$c''_1 = 2\,533{,}5 \text{ „} \quad c'_1 = 2\,668{,}5 \text{ „}$$

Różnica $c'_1 - c''_1 = c'_2 - c''_2 = \ldots c'_4 - c''_4 = 135$ kgm., a ugięcie jej odpowiadające wynosi $0{,}9^{mm}$.

Na tem kończymy rozbiór przypadku, kiedy wszystkie trzy odległości pomiędzy osiami są różne.

§ 15. Przypadków innych szczególnych ze względu na l_1, l_2, l_3 (nie licząc δ) — może być jeszcze cztery:

1) $l_1 = l_2 = l_3 = l$
2) $l_1 = l_2 = l$
3) $l_1 = l_3 = l$
4) $l_3 = l_2 = l$

Przypadek 1-szy. $l_1 = l_2 = l_3 = l.$

Po podstawieniu tego warunku do układu (18) otrzymamy:

$$C_1 = C\,\frac{7l - 3\delta}{10l} = \frac{C}{10}\left(7 - 3\,\frac{\delta}{l}\right)$$

$$C_2 = C\,\frac{4l - \delta}{10l} = \frac{C}{10}\left(4 - \frac{\delta}{l}\right)$$

$$C_3 = C\,\frac{\delta + l}{10l} = \frac{C}{10}\left(1 + \frac{\delta}{l}\right)$$

$$C_4 = C\,\frac{3l - 2l}{10l} = \frac{C}{10}\left(3\,\frac{\delta}{l} - 3\right).$$

Pod tą ostatnią postacią wzory są łatwe do obliczania, bo stosunek $\left(\frac{\delta}{l}\right)$ jest stały.

Warunek poziomości ramy wyrazi się przez:

$$\delta = \frac{3}{2}\,l,$$

a wtedy, jak wiadomo, ciśnienia są:

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = \frac{C}{4}$$

$$u = \frac{C}{4k}.$$

Innych wzorów, jako mniej ważnych, a łatwo dających się otrzymać, nie będę przytaczał.

Przykład.

Niech będą wartości następujące:

$l = 1{,}22$ m., $L = 3{,}66$ m., $\delta = 2$ m., $C = 25\,000$ kgm., $k = 150$.

$$C_1 = 5\,205 \text{ kgm.}$$
$$C_2 = 5\,902 \text{ „}$$
$$C_3 = 6\,598 \text{ „}$$
$$C_4 = 7\,295 \text{ „}$$
$$C = 25\,000 \text{ kgm.}$$

$$tg\,\alpha = 0{,}004$$

$$\alpha = 13'.$$

W razie poziomości:

$$\delta = 1{,}830 \text{ m.}$$

$$\frac{C}{4} = 6\,250 \text{ kgm.}$$

$$u = 41{,}7^{mm}.$$

Rozkład ciśnień następuje bardzo ciekawy, gdy w przypadku powyższym przypuścimy:

$$\delta = l,$$

równania poprzednie przybiorą wtedy kształt następny:

$$C_1 = \frac{4}{10} C$$

$$C_2 = \frac{3}{10} C$$

$$C_3 = \frac{2}{10} C$$

$$C_4 = \frac{1}{10} C.$$

Rama w tym przypadku nie może być poziomą, gdyż do tego, jak widzieliśmy, potrzeba było aby $\delta = \frac{3}{2} l$.

Różnice pomiędzy ciśnieniami w obydwóch przypadkach, jak widać z równań, są stałe.

§ 16. *Przypadek 2-gi.* $l_1 = l_2 = l$.

Układ (18) zmieni się wtedy w sposób następujący:

$$C_1 = C \frac{(3l + l_3)^2 - 2ll_3 - \delta(5l + l_3)}{8l^2 + 3(l + l_3)^2}$$

$$C_2 = C \frac{(2l + l_3)^2 - ll_3 - \delta(l + l_3)}{8l^2 + 3(l + l_3)^2}$$

$$C_3 = C \frac{\delta(3l - l_3) + l_3(l_2 + l) + (l_3 - l)l}{8l^2 + 3(l + l_3)^2}$$

$$C_4 = C \frac{3\delta(l + l_3) - l(l + 3l_3)}{8l^2 + 3(l + l_3)^2}$$

Poziomość ramy nastąpi przy tem, gdy:

$$\delta = \frac{5l + l_3}{4}.$$

Przykład.

Przyjmijmy wielkości następujące:

$l = 1{,}22$ m., $l_3 = 1{,}26$ m., $L = 3{,}7$ m., $\delta = 2$ m., $C = 25\,000$ kgm., $k = 150$.

Otrzymamy:

$$C_1 = 5\,280 \text{ kgm.}$$
$$C_2 = 5\,923 \text{ „}$$
$$C_3 = 6\,566 \text{ „}$$
$$C_4 = 7\,231 \text{ „}$$
$$C = 25\,000 \text{ kgm.}$$

$$C_2 - C_1 = 643$$
$$C_3 - C_2 = 643$$
$$C_4 - C_3 = 665$$
$$tg\,\alpha = 0{,}004$$
$$\alpha = 13'.$$

W razie poziomości ramy:

$$\delta = 1{,}840 \text{ m.}$$

$$C_1 = C_2 = \ldots C_4 = \frac{C}{4} = 6\,250$$

$$u = 41{,}7^{\text{mm}}.$$

Podobne roztrząsanie łatwo przeprowadzić dla przypadku 3-go i 4-go.

§ 17. Oprócz tych główniejszych przypadków, można tworzyć wiele innych połączeń w układzie (18), a każde mieć będzie pewne znaczenie teoretyczne lub praktyczne.

Zauważyć wypada, że różnice ciśnień, odpowiadające odległościom równym, są równe, jak to spostrzedz można w ostatnim przykładzie.

Przykłady, przytaczane dotąd, wskazują że kąt α nachylenia się ramy, jest bardzo mały we wszystkich przypadkach i że budowa parowozów, jakkolwiek nie prowadzona z zamiarem umyślnego przygotowania takich warunków, urzeczywistnia je w pewnych granicach. A przeto i teorya powyższa rozkładu ciśnień zyskuje podstawę istotną w zastosowaniu do tej gałęzi techniki. Przyglądając się uważnie ramom parowozów, tendrów lub wagonów, dostrzeżemy, że są one rzeczywiście pochylone i niekiedy nawet dość widocznie.

§ 18. Chociaż wzory, wyprowadzone w obu przypadkach, odnoszą się do stanu równowagi spoczynkowej, jednakże można z nich otrzymywać wskazówki, tyczące się i ruchu parowozu. Wiadomo, że środek ciężkości parowozu w biegu, odbywa ruchy najrozmaitsze, jak: cofanie się, wyprzedzanie, podskakiwanie, opadanie, kołysanie się podłużne, poprzeczne, przekątne albo ukośne, zbaczanie i t. d. Ruchy te nie odbywają się na płaszczyźnie, ale w przestrzeni, t. j. dadzą rzuty na trzy osie spółrzędnych, dodatne lub ujemne, jak wypadnie. Przypuśćmy, że oś podłużna parowozu będzie x, poprzeczna — y a pionowa — z i że początek spółrzędnych znajduje się w środku ciężkości parowozu, gdy ten jest w spoczynku.

W takim razie suma rzutów tych ruchów na oś z zmieniać będzie w naszych wzorach sposobem właściwym wielkość C od C_{min} do C_{max} w stosunku do obydwu ram równym. Suma ich rzutów na oś y, zmieniać będzie $2\,C$ w stosunku odwrotnie proporcyonalnym do odległości linii węzłów od nowego położenia środka ciężkości. To jest, jeżeli przez e oznaczymy odległość pomiędzy ff, ff, liniami albo płaszczyznami środków resorów (fig. 4), przez m — położenie środka ciężkości po zboczeniu na lewo, przez n — po zboczeniu na prawo, przez A i a, B i b — odległości odpowiednie tych punktów od linii węzłów, to otrzymamy w przypadku m:

$$a\,C_a = A\,C_A$$

$$C_a + C_A = 2\,C.$$

W przypadku n:

$$b\, C_b = B\, C_B$$
$$C_b + C_B = 2C.$$

A do obydwóch stosuje się:

$$e = A + a = B + b,$$

gdzie C_a, C_A i C_b, C_B, są obciążenia, (C_a C_b) większe i (C_A C_B) mniejsze, ramy w obu przypadkach.

Mając np. a_{min} i b_{min} albo A_{max} i B_{max}, znajdziemy z tych związków obciążenia największe i najmniejsze każdej ramy, a ztąd i ciśnienia krańcowe czyli graniczne, przypadające na każdy resor. W przypadku szczególnym, zboczenia na prawo i na lewo, mogą być równe.

Nareszcie suma rzutów ruchów szkodliwych na oś x zmieniać będzie odległość, nazwaną przez δ, od δ_{max} do δ_{min} w stosunku do obydwóch ram równym. Niezależnie więc od tego, czy ruchy szkodliwe będą się objawiały jednocześnie na wszystkich trzech spółrzędnych lub też na dwóch, albo na jednej, zawsze zdamy sobie sprawę ze zmian w ciśnieniach na resory o tyle dokładnie, o ile wiadomemi będą zboczenia środka ciężkości od położenia spoczynkowego.

I rzeczywiście tak być powinno, bo stan parowozu, jako ciała w ruchu jednostajnym, niczem się nie różni od spoczynku. Będzie to równowaga stała albo ciągła, gdy środek ciężkości stale zajmuje to samo położenie względem punktu obranego na parowozie, a zmienia je tylko względem przedmiotów zewnętrznych, nieruchomych. Przeciwnie, rzeczywisty ruch zmienny parowozu jest szeregiem następujących po sobie, różnych, krótkich co do czasu, ruchów jednostajnych. Będzie to równowaga zmienna albo chwilowa, gdzie środek ciężkości przechodzi do położeń różnych i w każdem przebywa tylko chwilowo; zmienia zatem swoje położenie nietylko względem przedmiotów zewnętrznych, nieruchomych, ale także względem punktu obranego na parowozie. Różnica więc w obu przypadkach polega tylko na tak zwanym ruchu względnym środka ciężkości, który to ruch, gdy wiadome będą jego rzuty, zmieni zależne od siebie wielkości w równaniach poprzednich, ale straci piętno równowagi chwilowej,— przetwarzając się całkowicie, w ciągu trwania tych warunków, na stan równowagi stałej, która należy już wyłącznie do wzorów powyższych.

Jednem słowem sprowadzamy ruch do spoczynku a w takim razie mamy jeden tylko przypadek i to ten, do którego wywody powyższe umyślnie zostały zastosowane. Wszystkie więc stany podobne możemy za pomocą nich badać.

§ 19. Dotąd wyłącznie była mowa o resorach *oddzielnych* czyli *prostych*, wypada teraz wykazać związek teoryi niniejszej z resorami *sprzężonymi*.

Resory sprzężone podczas równowagi stałej (t. j. w spoczynku lub w ruchu stałym parowozu), nie różnią się niczem od

resorów oddzielnych: w myśli możemy sobie umocować wieszadła na ramach, zamiast łączyć je wahaczem i tym sposobem zamienić resory sprzężone na proste. To dowodzi właśnie jedności obu przypadków resorów. Gdybyśmy mając dwa okazy jednego parowozu urządzili przy jednym resory proste a przy drugim sprzężone, to podczas równowagi stałej, ciśnienia na osie odpowiednie w obydwóch parowozach będą równe. Tak też być powinno, — jeżeli bowiem wszystkie inne wielkości są równe, skutek zależy od stanowisk osi a gdy takowe są spólne obu przypadkom — rozkład ostateczny ciśnień musi być także ten sam.

Do tego przypadku wzory powyższe wprost się odnoszą.

Różnica pomiędzy dwoma układami resorów nastaje dopiero podczas równowagi chwilowej (w ruchu rzeczywistym parowozu). Tam, gdzie różnica pomiędzy ciśnieniem największem i najmniejszem na oś, przy resorach oddzielnych była R a przy resorach sprzężonych będzie r, to $R > r$ — t. j. zboczenie od ciśnienia stałego będzie w przypadku drugim mniejsze, niż w pierwszym. Sprzężenie resorów miarkuje i łagodzi czyli zmniejsza zmiany ciśnień.

W tym przypadku zatem, mogą być stosowane wywody powyższe, z warunkiem że znać będziemy rzuty właściwych ruchów szkodliwych na osie x, y, z.

§ 20. Wróćmy teraz jeszcze do wniosków, jakie uczynić można, roztrząsając tak układ (18) równań, jako też jego przypadki szczególne, a to ze względu na ruchy szkodliwe.

Zwróćmy uwagę na C_2 i C_3, sprowadzając spółczynniki przy δ, zawarte w nawiasach, do zera. Uczynimy te ciśnienia niezależnemi od δ, czyli od wszelkich ruchów szkodliwych takich, których rzuty padają na oś x.

Warunki potrzebne do tego, dają się prawie ściśle matematycznie dopełnić; nie zawsze jednakże w praktyce mogą zasłużyć na przyjęcie, gdyż pociągają za sobą pewne wydłużenie parowozu. Wszelako wskazuje to kierunek działania w tym przypadku, gdybyśmy chcieli, z rozmaitych powodów, otrzymać ciśnienia na jedną z osi środkowych, o ile możności niezmienne. Naprzykład, gdybyśmy chcieli koła takiej osi uczynić wodzącemi, wtedy ustalenie ciśnienia na nie, może mieć znaczenie pierwszorzędne.

Dodać należy, że jednocześnie obadwa warunki istnieć nie mogą a tylko oddzielnie, co można sprawdzić, porównywając je ze sobą.

W tem znaczeniu więc będziemy mieli dwa przypadki:

1) niezależność od C_2 od δ,
2) niezależność od C_3 od δ.

Przypadek pierwszy nastąpi przy:

$$l_1 = 2l_2 + l_3.$$

Ciśnienia wyrażą się wtedy jak następuje:

$$C_1 = C\,\frac{11 l_2^2 + 11 l_2 l_3 + 3 l_3^2 - 2\delta\,(2 l_2 + l_3)}{4\,(3 l_2^2 + 3 l_2 l_3 + l_3^2)}$$

$$C_2 = C\,\frac{3 l_2^2 + 3 l_2 l_3 + l_3^2}{4\,(3 l_2^2 + 3 l_2 l_3 + l_3^2)} = \frac{C}{4}$$

$$C_3 = C\,\frac{2\delta\, l_2 - l_2^2 + l_2 l_3 + l_3^2)}{4\,(3 l_2^2 + 3 l_2 l_3 + l_3^2)}$$

$$C_4 = C\,\frac{2\delta\,(l_2 + l_3) - (l_2^2 + 3 l_2 l_3 + l_3^2)}{4\,(3 l_2^2 + 3 l_2 l_3 + l_3^2)}$$

Poziomości ramy odpowiada:

$$\delta = 2 l_2 + l_3 = l_1.$$

Przypadek drugi nastąpi przy:

$$l_3 = l_1 + 2 l_2,$$

przez podstawienie tej wartości znajdziemy odpowiednie ciśnienia C_1, C_2, C_3, C_4.

$$C_1 = C\,\frac{3 l_1^2 + 7 l_1 l_2 + 5_2 l^2 - 2\delta\,(l_1 + l_2)}{4\,(l_1^2 + 3 l_1 l_2 + 3 l_2^2)}$$

$$C_2 = C\,\frac{l_1^2 + 5 l_1 l_2 + 5 l_2^2 - 2\delta\, l_2}{4\,(l_1^2 + 3 l_1 l_2 + 3 l_2^2)}$$

$$C_3 = C\,\frac{l_1^2 + 3 l_1 l_2 + 3 l_2^2}{4\,(l_1^2 + 3 l_1 l_2 + 3 l_2^2)} = \frac{C}{4}$$

$$C_4 = C\,\frac{2\delta\,(l_1 + 2 l_2) - (l_1^2 + 3 l_1 l_2 + l_2^2)}{4\,(l_1^2 + 3 l_1 l_2 + 3 l_2^2)}$$

Poziomość ramy okaże się przy:

$$\delta = l_1 + l_2.$$

Z powyższego, jak zauważyć można, wypada np., że do upoziomowania ramy w tych razach, trzeba środek ciężkości przenieść nad tę oś, na którą ciśnienie w położeniu pochyłem, było od niego niezależnem.

§ 21. Stosując to samo do przypadków szczególnych, wypływających z układu (18), otrzymamy dwa nowe przypadki szczególne, a mianowicie:

Przypadek 1-szy. Przy założeniu $l_1 = l_2 = l$, wprowadzając warunek $l_3 = 3l$, znajdziemy $C_3 = \frac{C}{4}$ niezależne od δ, pozostałe zaś ciśnienia będą:

$$C_1 = C\,\frac{15 l - 4\delta}{28 l}, \quad C_2 = C\,\frac{11 l - 2\delta}{28 l}, \quad C_4 = C\,\frac{6\delta - 5 l}{28 l}.$$

Poziomość ramy wypadnie przy:

$$\delta = 2l.$$

Przypadek 2-gi. Do warunku $l_3 = l_2 = l$ dodając $l_1 = 3l$, znajdziemy $C_2 = \frac{C}{4}$ niezależnie od δ, pozostałe zaś ciśniena będą:

$$C_1 = C\,\frac{25l - 6\delta}{28l},\quad C_3 = C\,\frac{2\delta + l}{28l},\quad C_4 = C\,\frac{4\delta - 5l}{28l}.$$

Poziomość ramy zapewnimy przez:

$$\delta = 3l = l_1.$$

Widać stąd, że tak w przypadku 4-ch osi, jak i 3-ch, ciśnienia niezależne od położenia środka ciężkości, t. j. od δ, równe są obciążeniu całkowitemu ramy, podzielonemu przez liczbę osi. Prawo to niezawodnie rozciąga się jako powszechne do dowolnej liczby osi, gdy resory są jednakowej sprężystości. Własność ta jest udziałem tylko osi środkowych; gdyby ją posiadały i końcowe, mielibyśmy sposobność rozporządzania budową w większym zakresie. Zresztą, nie jesteśmy zupełnie pozbawieni tej korzyści i jeśli zechcemy nie zwracać uwagi na ruch środka ciężkości w kierunku osi x, to ciśnienie C_1 w układzie (18) będzie stałe, z warunkiem, że:

$$\delta = l_1,$$

co stosuje się i do przypadku 3-go szczególnego, także odnośnie do C_1.

§ 22. Zadanie odwrotne.

Jak wiemy, aby znaleść stanowiska osi, t. j. l_1, l_2, l_3, trzeba zadać ciśnienia i położenie środka ciężkości δ. W tym celu rozwiążemy względem l_1 układ (18). Gdyby zaś potrzeba było znaleźć δ, to wiadome już powinny być wszystkie ciśnienia i stanowiska osi, gdyż jak spostrzedz można, z ośmiu równań zasadniczych, tylko w jednem równaniu momentów znajduje się δ, związane ze wszystkiemi wielkościami.

Rozwiązując równania i wypisując wypadki w porządku kolejnym, znajdziemy:

$$\left.\begin{aligned}
l_1 &= \delta C\,\frac{C_2 - C_1}{C_2(C_2 - C_1) + C_3(C_3 - C_1) + C_4(C_4 - C_1)}\\
l_2 &= \delta C\,\frac{C_3 - C_2}{C_2(C_2 - C_1) + C_3(C_3 - C_1) + C_4(C_4 - C_1)}\\
l_3 &= \delta C\,\frac{C_4 - C_3}{C_2(C_2 - C_1) + C_3(C_3 - C_1) + C_4(C_4 - C_1)}
\end{aligned}\right\}\quad (19)$$

§ 23. Z równań obecnych możemy podobnież, jak w przypadku trzech osi, wyciągnąć pewne wnioski, sprawdzające zarówno wzory znalezione, jak i wywody poprzednie.

a) W przypadku kiedy:

$$l_1 = l_2 = l_3 = l,$$

układ (19) daje dwie następujące zależności:

$$C_3 - C_2 = C_2 - C_1$$
$$C_3 - C_2 = C_4 - C_2,$$

a ztąd już znajdziemy związek nowy:

$$C_1 = 3C_3 - 2C_4.$$

Jeżeli związek tu przytoczony jest prawdziwy, to przypadek pierwszy szczególny, rozpatrzony powyżej, powinien być z nim w zgodzie, tak wówczas gdy:

$$l_1 = l_2 = l_3 = l,$$

jak i kiedy jeszcze $\delta = l$.

b) W przypadku, kiedy $l_1 = l_2 = l$ a l_3 różne, to z układu (19) mamy:

$$C_2 - C_1 = C_3 - C_2,$$

czyli

$$C_1 = 2C_2 - C_3.$$

Uwaga powyższa stosuje się także do tego równania.

c) W przypadku, kiedy $l_1 = l_3 = l$ a l_2 różne, to z układu (19) otrzymamy:

$$C_2 - C_1 = C_4 - C_3,$$

czyli

$$C_1 + C_4 = C_2 + C_3.$$

Uwaga poprzednia i tu się stosuje.

d) W przypadku, kiedy $l_3 = l_2 = l$ a l_1 różne, to z układu (19) otrzymamy:

$$C_4 - C_3 = C_3 - C_2,$$

albo:

$$C_2 = 2C_3 - C_4.$$

Wymagania powyższe mamy prawo stosować również do związku obecnego.

Otóż równania ciśnień w przypadkach odpowiednich, po wykonaniu działań wskazanych przez otrzymane związki, doprowadzają nas istotnie do tych samych zależności. Na przykładach liczebnych widzimy to samo. Tu również znajdują objaśnienie różnice stałe, wskazane poprzednio w tych przykładach.

Oprócz możności sprawdzenia ciśnień już wyliczonych, za pomocą wzorów otrzymanych możemy w każdym przypadku obliczyć także jedno lub dwa ciśnienia, gdy reszta jest już znaleziona, względnie do danego przypadku. Jeżeli przyjmiemy w układzie (19):

$$l_3 = 0 \text{ i } C = 0,$$

to równania pozostałe dadzą l_1 i l_2, odnoszące się do przypadku trzech osi.

§ 24. Przypadki, rozpatrzone powyżej, wyczerpują rzecz o rozkładaniu się ciśnień ze stanowiska praktyki, bo parowozy

o więcej, niż czterech osiach należą do wyjątków. Ta sama metoda postępowania doprowadzi nas w każdym z tych przypadków do wzorów analogicznych z rozpatrywanymi powyżej dla parowozów 3 i 4-o osiowych.

§ 25. Streszczenie.

Źródłem, z którego wypłynęła cała teorya, była wątpliwość, czy mamy prawo zadać w tych pytaniach jednę niewiadomą dla tego tylko, że posiadamy dwa równania, a niewiadomych trzy? Za podstawę teoryi posłużyła uwaga, że rama parowozu, lub wagonu, jako belka spoczywająca na podporach sprężystych, tylko w szczególnym przypadku może być poziomą, zresztą zawsze bywa pochyłą. Od większej zaś lub mniejszej pochyłości, zależy rozkład ciśnień. Ztąd wynika trójkąt pochylenia się ramy, który razem z prawem proporcyonalności ugięć do ciśnień, daje możność rozwiązania zagadnienia, t. j. że rysunek szematyczny trójkąta nachylenia zamyka w sobie prawo rozkładu ciśnień.

Dalej, zbadaliśmy obszerniej: przypadek trzech osi gdy resory są jednakowe lub różne, przypadek czterech osi z uwzględnieniem okoliczności szczególnych, związek pomiędzy wzorami otrzymanymi i zastosowaniem ich do badania ruchów szkodliwych, tudzież stosunek resorów oddzielnych do sprzężonych.

Zakończymy uwagą ogólną, że stąd mogą wypłynąć wskazówki prawdziwe do budowy dolnej parowozu, brak których był powodem dążenia do szczególnej oszczędności miejsca w kierunku osi wielkiej, która to dążność, z wyjątkiem koniecznych przypadków, ma zaledwie słabe pozory słuszności, a na wielu kolejach, gdzie krzywizny są bardzo małe, może nawet i takowych nie posiada. Na tem cierpi stateczność biegu i nikną przywiązane do niej korzyści.

Aleksander Ostrzeniewski
Inżynier Technolog.

TOR I SZYNA

PODAŁ

Roman bar. Gostkowski

Szef ruchu galicyjskiej drogi żelaznej Arcyksięcia Albrechta.

(Dokończenie.)

Dopóki przy układaniu torów nie posiłkujemy się siłą mechaniczną, lecz pracę tę wykonywamy siłą człowieka, ciężar szyny wskazuje naturalną granicę jej długości i tej przekraczać nie należy.

Najcięższa szyna żelazna, jaka dotąd była w użyciu, ważyła 300 kilogramów. Przyjmując, że metr bież. szyny

żelaznej waży . . 38 kgm.
stalowej „ . . 33 „

wypada z powyższego, że szynie

$$\text{żelaznej możnaby dać długość: } \frac{300}{38} = 8 \text{ m.}$$

$$\text{stalowej „ „ „ } \frac{300}{33} = 9 \text{ „}$$

Ponieważ do przenoszenia szyny żelaznej mającej 6,5 metrów długości, a ważącej okr. 250 kilogramów, potrzeba 5 robotników, przeto przenoszenie szyny stalowej mającej 9 metrów długości, a ważącej 300 kilogramów, dokonanem być może przez $5 \cdot \frac{300}{250} = 6$ robotników.

Przez wprowadzenie 9-metrowej szyny stalowej w miejsce 6,5 metrowej żelaznej, zwiększamy siłę roboczą o 20%; jeżeli jednak weźmiemy pod uwagę pracę, która z tak zwiększoną siłą roboczą dokonaną być może przy układaniu toru, to łatwo się

przekonamy, że w rzeczywistości nie tracimy, lecz zyskujemy na sile roboczej 13,5%.

Jakoż do ułożenia toku 10 metrów długiego

przy użyciu szyn 6,5 metrowych potrzebujemy 5 × 15,4 = 77
„ „ „ 9 „ „ 6 × 11,1 = 66,6

jednostek siły roboczej; na każdych 100 metrach długości toru zyskujemy przeto 77 — 66,6 = 10,4 jednostek siły roboczej, czyli $\frac{10,4}{77} \times 100 = 13,5\%$ siły roboczej.

Oszczędność, jaką osiągamy przez zastosowanie szyny 9-metrowej w miejsce 6,5 metrowej, jest tak znaczną, że tylko obawa wielkiej straty materyału zdrowego, przy wymianie spowodowanej małem uszkodzeniem długiej szyny, jak niemniej wzgląd na znaczne ściąganie się szyn przy obniżaniu się temperatury, mogące w danym razie dosięgnąć wymiarów zagrażających bezpieczeństwu, a przynajmniej łagodności jazdy, mogłyby zyskaną korzyść podać w wątpliwość.

Jakkolwiek, wymieniając z przyczyny małego uszkodzenia szynę 9 metrową, tracimy więcej na materyale, aniżeli wtedy gdy wymieniamy szynę 6,5 metrową, to jednakże biorąc pod uwagę, że szyna stalowa (a tylko takiej dać zamierzamy długość 9 metrów) trwa znacznie dłużej od żelaznej, a cena stalowej szyny nie różni się prawie obecnie od ceny szyny żelaznej,—przychodzimy do przekonania, że strata w materyale spowodowana wymianą szyn, wcale w rachubę wchodzić nie powinna.

Co się tyczy ściągania się szyn w następstwie obniżania się temperatury, to takowe obliczamy w sposób następujący: Wolno na podkładzie leżąca szyna, wydłuża się pod działaniem ciepłoty w obie strony o pewną cząstkę swej długości. Jeżeli nazwiemy przez α ułamek właściwy, określający tę część długości całej szyny, o którą takowa się wydłuża przy podniesieniu się temperatury o jeden stopień podziałki C., to stosownie do poczynionych spostrzeżeń mieć będziemy dla szyny:

$$\alpha = \begin{cases} \frac{108}{10^7} & \text{stalowej} \ldots\ldots \\ \frac{123}{10^7} & \text{żelaznej} \ldots\ldots \end{cases}$$

Jeżeli zatem S przedstawia długość szyny wyrażoną w milimetrach, to całkowite wydłużenie się szyny odpowiadające podniesienie się temperatury o 1 stopień C., wyrazi się przez $\alpha\ S$, wydłużenie zaś w jednym jej końcu przez:

$$\frac{\alpha\ S}{2}.$$

Biorąc pod uwagę dwie sąsiednie szyny, widzimy z powyższego, że przy podniesieniu się temperatury o 1 stopień Celsiusza, odstęp pomiędzy szynami zmienia się o:

$$\frac{\alpha S}{2} + \frac{\alpha S}{2} = \alpha S \text{ milimetrów.}$$

Jeżeli najwyższa temperatura w kraju, w którym budujemy drogę żelazną, nie przechodzi t' stopni skali termometru C., a właśnie podczas takowej układamy szyny, to ze względu na ich wydłużanie się nie zachodzi potrzeba pozostawiania odstępu pomiędzy dwiema sąsiedniemi szynami. Pomimo to przecież pozostawiamy luz 2 milimetrowy dla zapobieżenia bezpośredniemu zetknięciu się sąsiednich szyn.

Jeżeli natomiast układamy tor podczas temperatury t, niższej od maximalnej, to największe możliwe wydłużenie się dwóch sąsiednich szyn dosięgnąć może $\alpha S (t'—t)$ milimetrów; że zaś nawet podczas najwyższej temperatury szyny stykać się ze sobą nie powinny, przeto odstęp pomiędzy szynami przy temperaturze t, a który nazwiemy przez Δ, wynosić winien:

$$\alpha . S (t' - t) + 2 \text{ milimetrów.}$$

Przyjmując dla naszej strefy $t' = 40^0$, otrzymujemy:

$$\Delta = \alpha (40 - t) S + 2,$$

jako wzór służący do obliczenia luzu (odstępu dylatacyjnego), gdzie:
Δ oznacza luz t. j. odstęp pomiędzy dwiema sąsiedniemi szynami, wyrażony w milimetrach, a odpowiadający temperaturze t według podziałki Celsiusza,
S — długość szyny wyrażoną w milimetrach,
t — ciepłotę wyrażoną w stopniach termometru Celsiusza,
α — spółczynnik wydłużania się szyn, którego wartość liczebną powyżej podaliśmy.

Obliczając z podanego tu wzoru — luz, jaki pozostawić należy pomiędzy sąsiedniemi szynami, przy długości takowych wynoszącej 6,5 i 9 metrów i przy danej temperaturze, otrzymujemy poniższą tabliczkę:

Przy ciepłocie wyrażonej w stopniach Cels.	i przy użyciu szyn			
	żelaznych		stalowych	
	mających długości metrów			
	6,5	9,0	6,5	9,0
	luz wynosi milimetrów:			
+ 40	2,0	2,0	2,0	2,0
+ 30	2,8	3,1	2,7	3,0
+ 20	3,6	4,2	3,4	4,0
+ 10	4,4	5,3	4,1	4,9
0	5,2	6,4	4,8	5,9
— 10	6,1	7,5	5,6	6,9
— 20	6,9	8,6	6,3	7,8
— 30	7,7	9,7	7,0	8,8

Z powyższej tabliczki widzimy, że przy najniekorzystniejszych warunkach, bo podczas mrozu dochodzącego do — 30° C.,

luz pomiędzy 9-metrowemi szynami stalowemi wynosi 8,8 milimetrów, a pomiędzy 6,5-metrowemi żelaznemi, tylko 7,7 milimetrów. Tym sposobem przy użyciu 9-metrowej szyny stalowej zamiast 6,5-metrowej żelaznej, zwiększamy luz o 1,1 milimetr, która to okoliczność nie może przecież spowodować żadnej szczególnej trudności.

Z tego co powiedzieliśmy wyżej, odnośnie do 9-metrowej szyny stalowej, wynika, że zastąpienie takową 6,5-metrowej szyny żelaznej byłoby korzystne i dla tego też sądzimy, że ma ona przed sobą przyszłość.

Dziewięcio-metrowa szyna stalowa została już zastosowaną na następujących drogach żelaznych:

Wrocławsko-Świdnickiej
Austryackiej Północnej [1])
„ Państwowej

Szyny dłuższe nad 9 metrów nie są używane przy budowie torów na podkładach poprzecznych. Przy żelaznej budowie wierzchniej, gdy tory spoczywają na podkładach podłużnych, szyny mające 10 metrów długości mogą być z korzyścią zastosowane.

Nachylenie torów do poziomu.

W początkach rozwoju dróg żelaznych nie wykonywano robót ziemnych dla złagodzenia nierówności drogi, lecz szyny układano na gruncie naturalnym. Na takich drogach, przytrafiały się tory względem poziomu nachylone; nie przebiegały jednakże po nich parowozy, gdyż wagony wciągano pod górę siłą koni, a tylko w tych miejscach gdzie takowa nie była wystarczającą, posiłkowano się stałemi maszynami, nawijającemi na walec linę przytwierdzoną do wagonów.

Z powodu niedogodności nieodłącznych od takiego systemu ruchu, jak również ze względu na znaczne połączone z nim koszta, przedsiębrano w następstwie budowy dróg żelaznych tylko na równinach lub też na gruncie lekko pagórkowatym. Gdy jednakże z rozwoju ruchu handlowego okazała się potrzeba połączenia odnośnych punktów torami na najkrótszej drodze, poczęto

---

[1]) O ile nam wiadomo, na Północno-Austryjackiej kolei C. Ferdynanda są w użyciu tylko 6,6 m. i 7,0 m. długie szyny, zapewne więc Autor miał na myśli inną drogę żelazną.

Szyna stalowa 9 metrów długa znalazła zastosowanie na niektórych przestrzeniach Alzacko-Lotaryngskiej drogi żelaznej (1 m. b. waży 26,7 kgm.),— Dolno-Szląsko-Marchijskiej d. ż. (1 m. b. waży 28,174 kgm.), — Nadreńskiej d. ż. (1 m. b. waży 29 kgr.),— Wschodniej Pruskiej d. ż. (1 m. b. waży 28 kgm.),— i Heskiej d. ż. Ludwika (1 m. b. waży 25,8 kgm.). *(Przyp. Red.)*

przemyśliwać nad sposobami pokonania przedstawiających się trudności.

Ponieważ przebijanie gór, przy ówczesnym stanie sztuki inżynierskiej, zabierałoby zbyt wiele czasu a nadto byłoby przedsięwzięciem nader kosztownem, przeto powzięto myśl zwalczenia trudności przez zwiększenie przylegania pomiędzy kołem rozpędowem parowozu i szyną. Skierowanych ku temu celowi usiłowań nie uwieńczał początkowo pomyślny skutek, przed 30-u laty bowiem nie potrafiono jeszcze obsługiwać parowozami torów 1 do 2 stopni do poziomu nachylonych.

Robert Stephenson, oceniając w 1850 r. projekta budować się mających dróg żelaznych w Szwajcaryi, wnosił ażeby po przestrzeniach, na których tor nachylony jest do poziomu 1—2 stopni i to na długości 2—2 $^1/_4$ klm., przeprowadzanie pociągów dokonywane było w następujący sposób. Na najwyższym punkcie wziesienia, miał być ustawiony słup pionowy, w około którego należałoby nawijać mocną linę. Do jednego końca tej liny miał być przyczepiony pociąg, do drugiego zaś wagony dające się z łatwością napełniać wodą i wypróżniać. Przez napełnienie wodą wagonów balastowych umieszczonych na szczycie wzniesienia i wprowadzenie takowych w ruch z góry na dół byłoby możebnem ciągnąć pod górę pociąg znajdujący się u stóp wzniesienia; sprowadzanie zaś pociągu ze szczytu wzniesienia na dół mogłoby być dokonywanem przez wypróżnienie wagonów balastowych, umieszczonych u spodu przeciwległego wzniesienia.

Powyższy projekt aczkolwiek dobrze obmyślany, nie został wprowadzony w wykonanie, albowiem przekonano się w następstwie, że zwiększając przylegania pomiędzy kołem rozpędowem parowozu i szyną, możebnem jest w pewnych okolicznościach przeprowadzić pociąg przez strome wzniesienie. Jakoż gdy pociąg doszedł do wzniesienia, odczepiono parowóz złączony z wagonami za pomocą linki nawiniętej na obracającym się walcu i takowy wprowadzono na szczyt wzniesienia odwijając jednocześnie linę. Ustawiony na najwyższym punkcie wzniesienia parowóz zastępował tu stałą maszynę i przez nawijanie liny na walec ciągnął wagony pod górę. Gdy wagony dosięgły szczytu wzniesienia, przyczepiano znowu do takowych parowóz, a jazda w dalszym ciągu odbywała się już w zwykły sposób. W nowszych czasach i ten system jazdy został zaniechanym, albowiem nauczono się budować parowozy, przy użyciu których przyleganie koła rozpędowego do szyny jest dostatecznem dla przebycia znacznych wzniesień.

Jeżeli wzniesienie jest tak stromem, że siła jednego parowozu stojącego na czele pociągu nie jest wystarczającą dla prowadzenia takowego pod górę, wtedy bierzemy do pomocy drugi parowóz, który umieszczony na końcu pociągu, pcha takowy pod górę. Na równi pochylonej, łączącej miasto Liège położone

w kotlinie. z drogą żelazną zbudowaną na nasypie, pociągi osobowe są pchane pod górę, zaś pociągi towarowe, są wprowadzane na wzniesienia za pomocą parowozu, który odczepiony od pociągu u spodu wzniesienia, po dojściu do najwyższego punktu wciąga wagony za pomocą liny.

Równie pochyłe, znajdują się jeszcze na Nadreńskiej drodze żelaznej, na kolei Duisseldorfsko-Elberfeldzkiej, również i na niektórych angielskich i amerykańskich drogach. Stosowanie równi pochyłych zostało zaniechanem przez wprowadzenie w życie pomysłu t. zw. parowozów górskich. Parowozy te powstały w Austryi, a istnienie ich zawdzięczać należy powziętemu postanowieniu zbudowania drogi żelaznej łączącej stolicę Austryi z jedynym podówczas jej portem.

Podczas budowy tej na cały świat słynnej Semmeringskiej drogi żelaznej, poczęto gruntownie rozważać, czy też korzyści odnoszone przy przewozie po torach poziomych lub nieznacznie do poziomu nachylonych, są w odpowiednim stosunku, do kosztów jakie uzyskanie takowych w gruncie pagórkowatym za sobą pociąga. Istnienie dróg żelaznych, których tory ułożone są na powierzchni stromych gór a nie w ich wnętrzu, świadczy że prowadzenie pociągów po stromych wzniesieniach może być korzystniejsze, aniżeli przebijanie gór.

Nachylenie torów do poziomu jest zależnem od wielkości tarcia, jakie osiągnąć można pomiędzy kołem rozpędowem parowozu i szyną. Im większe jest tarcie, tam łatwiej można wznosić się pod górę, wynika zaś stąd że stromość torów zależną jest nietylko od wielkości ciśnienia koła rozpędowego na szynę, ale także i od materyału z którego takowa została wyrobioną. Tory mniej gładkie, mogą być nachylone względem poziomu daleko więcej aniżeli tory śliskie i wypolerowane. Na torach drewnianych, które w 1868 r. znalazły zastosowanie w Północnej Ameryce, otrzymać można daleko większe tarcie pomiędzy kołem rozpędowem i szyną, aniżeli przy użyciu torów żelaznych.

Tarcie, jakie osiągnąć można pomiędzy kołem rozpędowem parowozu i szyną żelazną, jest tak nieznaczne że już po torach, których nachylenie względem poziomu wynosi 4 stopnie, pociągi prowadzone być nie mogą. Jeżeli chcemy przeprowadzać parowozy przez bardzo strome wzniesienia, wtedy należy uciekać się do sztucznych sposobów mających na celu zwiększenie ich przylegania do szyny. Doświadczenie poucza, że używając szyn i kół trybowych można przebywać parowozem wzniesienia nachylone do poziomu pod kątem 30 stopni.

Poniżej podajemy zestawienie najważniejszych dróg żelaznych, na których jazda odbywa się na zasadzie sztucznie zwiększonego przylegania.

Nazwa drogi żelaznej i system ciągu (trakcyi).	Długość drogi w metrach	Nachylenie względem poziomu wyrażone w stopniach.
Rorszach-Heiden (w pobliżu jeziora Kostnickiego) o szynie trybowej	5 500	3°
Ostermund (w pobliżu Bernu) o szynie trybowej	2 000	5°45′
Droga prowadząca na szczyt góry Kahlenberg (pod Wiedniem) o szynie trybowej .	5 000	5°41′
Dr. żel. prowadząca na szczyt góry Szwabenberg (pod Pesztem) o szynie tryb.	3 000	5°50′
Dr. żel. Croix-rousse (w Lyonie) o szynie trybowej	489	9°10′
Kolej linowa na Alpie Świętej Zofii pod Wiedniem	606	10°20′
Art-Rigi (w Szwajcaryi) o szynie trybowej	12 140	11°20′
Rigi-Witzinau (w Szwajcaryi) o szynie trybowej	7 050	14°5′
Kolej linowa na górze cesarza Leopolda pod Wiedniem	725	18°50′
Kolej linowa na górze Pitsburg w Ameryce Północnej	192	30°10′
Kolej linowa pod Pesztem	80	31°50′

Powyżej wyszczególnione drogi żelazne, nie obsługują ruchu towarowego i będąc jedynie na użytek turystów zbudowane, nie mają ekonomicznej doniosłości. Uważamy też za zbyteczne szczegółowiej się tu nad niemi zastanawiać.

Największe nachylenie względem poziomu, przy którem zahamowany parowóz może pozostawać w spoczynku na torze.

Jeżeli Q oznacza ciężar parowozu, a φ spółczynnik tarcia pomiędzy kołem rozpędowem i szyną, wtedy tarcie na torze poziomym wynosi φQ; jeżeli zaś $Q = 1\,000$ kgr., wtedy iloczyn $1\,000\ \varphi$ daje w kilogramach wartość tarcia odpowiadającego ciężarowi jednej tonny. Ażeby więc parowóz ustawiony na wzniesieniu nie stoczył się w kierunku spadku, potrzeba ażeby nachylenie toru względem poziomu wynosiło co najwyżej tyle milimetrów na 1 metr poziomej odległości, ile kilogramów przedstawia tarcie odpowiadające ciężarowi jednej tonny na torze poziomym.

Jeżeli nazwiemy przez m ilość milimetrów o którą wznosi się tor na 1 metr poziomej odległości, w takim razie mieć będziemy:

$$m = 1\,000\ \varphi,$$

że zaś przeciętna wartość spółczynnika tarcia pomiędzy szyną i zahamowanem kołem parowozu wynosi:

$$\varphi = 0{,}125,$$

przeto największą wartość dla m daje iloczyn:

$$1000 \times 0{,}125,$$

co oznacza że największe nachylenie do poziomu jakie może mieć tor, ażeby zahamowany na takowym parowóz, nie stoczył się w kierunku spadku pod działaniem własnego ciężaru, wynosić może 125 millimetrów na 1 metr odległości poziomej (0,125).

Największe nachylenie toru do poziomu, przy którem parowóz zdoła jeszcze prowadzić pociąg.

Z tego co powyżej powiedzieliśmy wynika, iż największe nachylenie toru do poziomu nie może wynosić 0,125, jeżeli parowóz ma prowadzić pociąg po wzniesieniu.

Jeżeli oznaczymy przez Q ciężar parowozu a przez T całkowity ciężar wszystkich wagonów wchodzących w skład pociągu, to na torze nachylonym do poziomu pod kątem α siły Q i T rozdzielają się na składowe:

$$Q \sin\alpha \;-\; Q \cos \alpha,\; T \sin\alpha \;-\; T \cos \alpha.$$

Siły $Q \sin \alpha$ i $T \sin \alpha$ jako działające w jednym kierunku dają wypadkową:

$$(Q + T) \sin\alpha$$

usiłującą stoczyć parowóz w kierunku spadku; siły zaś $Q \cos \alpha$ i $T \cos \alpha$ cisnąc na szynę spowodowują tarcie działające na pociąg w przeciwnym kierunku. Tarcie pomiędzy zahamowanemi kołami parowozu i szyną jest większe aniżeli tarcie pomiędzy tąż szyną i wolno obracającemi się kołami wagonów. Nazywając:
spółczynnik tarcia posuwistego przez φ a
„ „ potoczystego przez f,
wyrazimy wielkość tarcia posuwistego przez $\varphi Q \cos \alpha$ a wielkość tarcia potoczystego przez $fT \cos \alpha$.

Siły $\varphi Q \cos \alpha$ i $fT \cos \alpha$, działając w jednym i tymże samym kierunku, przeciwległym działaniu siły $(Q + T) \sin\alpha$, dają wypadkową $(\varphi Q + fT) \cos \alpha$. Ażeby więc pociąg (parowóz i wagony) mógł się utrzymać na wzniesieniu, niezbędnem jest aby suma tarć była przynajmniej równą sile usiłującej takowy stoczyć w kierunku spadku. Wynika stąd równanie:

$$(\varphi Q + fT) \cos \alpha = (Q + T) \sin \alpha,$$

z którego otrzymujemy:

$$tg\alpha = \frac{\varphi Q + fT}{Q + T},$$

wzór, służący do obliczenia największego nachylenia toru do poziomu. W tym wzorze:

α oznacza właśnie kąt największego nachylenia, przy którem pociąg może pozostawać na wziesieniu,

φ — spółczynnik tarcia posuwistego,
f — „ „ potoczystego,
Q — ciężar parowozu,
T — ciężar wagonów wchodzących w skład pociągu.

Gdy tylko sam parowóz ustawiony jest na wzniesieniu, wtedy $T = 0$, a w takim razie (jak to zresztą już powyżej wykazaliśmy):

$$tg\alpha = \varphi;$$

jeżeli zaś na wzniesieniu znajdują się same tylko wagony, a więc $Q = 0$, wtedy:

$$tg\alpha = f.$$

Ostatnie równanie poucza iż niezahamowane wagony mogą pozostawać w spoczynku na torze nachylonym do poziomu pod kątem α wtedy, gdy liczebna wartość stycznej trygonometrycznej tegoż kąta jest równa spółczynnikowi tarcia potoczystego. Że zaś wiadomo z doświadczenia, iż kąt największego nachylenia toru do poziomu nie może przenosić 15 minut, jeżeli niezahamowane wagony nie mają się stoczyć w kierunku spadku, a styczna trygonometryczna kąta 15′ ma liczebną wartość 0,004, przeto z powyższego wynika, iż spółczynnik tarcia potoczystego:

$$f = 0{,}004.$$

Spółczynnik tarcia posuwistego znaleziono:

$$\varphi = 1/8$$

czyli 30 razy mniejszym od spółczynnika tarcia posuwistego.

Jeżeli chcemy ażeby parowóz ważący 60 tonn, utrzymał na wzniesieniu siłą własnego ciężaru pociąg ważący 300 tonn, to z powyżej wyprowadzonego wzoru otrzymujemy styczną tryg. kąta nachylenia toru do poziomu, wstawiając za:

	φ	f	Q	T
wartości liczebne	0,125,	0,004,	60,	300.

Ponieważ w takim razie $tg\alpha = 0{,}023$, przeto α t. j. największy kąt nachylenia toru do poziomu może wynosić $1^{0}20'$.

Z powyższego widzimy iż gdy chodzi o utrzymanie całego pociągu na wzniesieniu, siłą własnego ciężaru parowozu, w takim razie kąt nachylenia toru do poziomu może co najwyżej wynosić 0,2 kąta tego nachylenia ($7^{0}10'$), przy którem sam parowóz na wzniesieniu w spoczynku może pozostawać.

Nachylenie torów do poziomu na istniejących drogach żelaznych.

Powyżej wyprowadzony wzór, wyrażający w wielkości stycznej trygonometrycznej największe nachylenie toru do poziomu, przy którem pociąg może być utrzymany na wzniesieniu siłą własnego ciężaru parowozu, daje się przedstawić w innym kształcie, dogodniejszym dla zastosowań. Jeżeli bowiem nazwiemy przez m wzniesienie toru na 1 metr poziomej odległości wyrażone

w milimetrach, czyli tak zwane wzniesienie „na tysiąc" a α oznacza kąt nachylenia toru do poziomu, w takim razie mieć będziemy:

$$tg\alpha = \frac{m}{1000}.$$

Skoro zaś wyrażenie 1000 φ przedstawia nam w kilogramach wartość tarcia posuwistego odpowiadającego ciężarowi jednej tonny parowozu, to tarcie potoczyste przy ciężarze pociągu wynoszącym jednę tonnę wyrazi się przez 1 000 f kilogramów. Nazywając dla skrócenia:

$$1\,000\,\varphi = h, \quad 1\,000\,f = o$$

i to ze względu iż tarcie posuwiste odpowiada hamowaniu, a tarcie potoczyste przedstawia zwykły opór ruchu, i wstawiając odpowiednie wartości we wzór:

$$tg\alpha = \frac{\varphi Q + fT}{Q + T},$$

otrzymujemy:

$$m = \frac{oT + hQ}{Q + T},$$

wzór służący do obliczenia największego nachylenia toru do poziomu, przy którem pociąg nie stoczy się w kierunku spadku. W powyższym wzorze oznacza:

m — największe nachylenie toru wyrażone w millimetrach, na 1 metr poziomej odległości,

o — tarcie potoczyste, czyli opór ruchu odpowiadający 1 tonnie ciężaru pociągu, wyrażony w kilogramach,

h — tarcie posuwiste, czyli opór ślizgania, odpowiadający 1 tonnie ciężaru parowozu (o kołach sprzężonych), wyrażony w kilogramach,

T — ciężar wagonów składających pociąg, wyrażony w tonnach,

Q — ciężar parowozu, wyrażony w tonnach.

Ponieważ przyjęliśmy że $\varphi = 0{,}125$, $f = 0{,}004$, przeto:

$$h = 1\,000\,\varphi = 125,$$
$$o = 1\,000, \quad f = 4.$$

Przypuszczając zaś iż parowóz waży 60 tonn, a wagony składające pociąg 300 tonn, otrzymujemy z ostatnio podanego wzoru:

$$m = \frac{4 \times 300 + 125 \times 60}{300 + 60} = 24{,}2,$$

jako wartość największego nachylenia toru do poziomu, wyrażoną w milimetrach na 1 metr poziinej odległości.

Wzór:

$$m = \frac{oT + hQ}{Q + T}$$

poucza (uwzględniając iż opory ruchu o i h mają podczas danej jazdy wartość stałą) iż wielkość nachylenia toru do poziomu jest

zależną od stosunku ciężaru parowozu do ciężaru pociągu; przyjmując bowiem iż wagony wchodzące w skład pociągu ważą n razy więcej aniżeli sam parowóz, czyli że:

$$T = nQ,$$

otrzymujemy z powyższego wzoru:

$$m = \frac{on + h}{n + 1}.$$

Jeżeli chodzi o to, ażeby parowóz utrzymał na wzniesieniu siłą własnego ciężaru—wagony, których całkowity ciężar jest 2 razy większym od ciężaru parowozu, wtedy odpowiednie wzniesienie na tysiąc obliczemy z ostatniego wzoru wstawiając za:

	o	h	n
liczebne wartości	4	125	2

Po wykonaniu działania otrzymujemy, iż dla danego przypadku:

$$m = 44{,}3 \text{ milimetrom}.$$

Przyjęliśmy powyżej iż $h = 125$, podczas gdy doświadczenie poucza, iż tarcie posuwiste zależnem jest od stopnia gładkości szyny i takowe jest np. większe wtedy gdy szyna jest suchą, aniżeli podczas gołoledzi. Rzeczywista wartość oporu hamowania mieści się w granicach 80 — 180, w czasie pogody wynosi takowy przecięciowo 130 i tę ostatnią wartość bierzemy zwykle w rachunek.

Poniższa tabliczka uwidocznia największe wzniesienia na tysiąc (m), odpowiadające stosunkowi n ciężaru parowozu do ciężaru wagonów wchodzących w skład pociągu w przypuszczeniu iż $o = 4$, $h = 130$.

jeżeli n =	1	2	5	8	10	12	15	20
wtedy m może wynosić milimetrów na 1 metr poziomej odległości. . .	67	46	25	18	15	14	12	10

Z powyższego widzimy np. iż jeżeli parowóz ma utrzymać na wzniesieniu pociąg ważący 20 razy tyle ile wynosi ciężar parowozu, w takim razie największe wzniesienie nie może przechodzić 0,010; skoro zaś ciężar pociągu jest takiż sam jak ciężar parowozu, wtedy odpowiednie największe wzniesienie może dochodzić do 0,067.

Wzór:

$$m = \frac{on + h}{n + 1}$$

poucza, iż największe nachylenie toru do poziomu, przy którem parowóz ustawiony na wzniesieniu nie stoczy się w kierunku spadku pod działaniem własnego ciężaru, wynosić może tyle mi-

limetrów na 1 metr poziomej odległości, ile kilogramów przedstawia opór hamowania, odpowiadający 1 tonnie ciężaru parowozu; wstawiając bowiem w powyższy wzór: $n = 0$, otrzymujemy $m = h$. Ze zaś opór hamowania, ma pewną od nachylenia toru niezawisłą i w danych okolicznościach niezmienną wartość, przeto największe nachylenie toru, w każdym przypadku, jest tem samem określone.

Nadmieniliśmy wyżej iż w najkorzystniejszych warunkach, a więc gdy toki są zupełnie suche i szorstkie, opór hamowania wynosi 180 kilogramów na 1 tonnę ciężaru poddanego działaniu hamulców i że wartość takowego może spaść do 80 kilogramów, jak się to przytrafia w czasie deszczu, śniegu, gołoledzi i t. d. Jeżeli więc pociąg ma się utrzymać na wzniesieniu przy najgorszych warunkach, w takim razie nachylenie toru do poziomu nie może przechodzić 0,080.

Tak więc wzniesienie 0,080 jest możliwie największem dla dróg żelaznych, na których jazda odbywa się na zasadzie naturalnego przylegania. Z taką stromością nie spotykamy się jednakże na istniejących kolejach.

Według ustawy wydanej przez Generalną Inspekcyę dróg żelaznych w Austryi największe dopuszczalne wzniesienie wynosić może na równinie 0,005
w gruncie pagórkowatym 0,010
na drogach górskich 0,025

W poniższej tabliczce zestawiliśmy drogi żelazne wyróżniające się znacznemi wzniesieniami:

Nazwa drogi żelaznej	Oddział drogi	Największe wzniesienie wyrażone w kącie nachylenia toru do poziomu	Największe wzniesienie wyrażone w stosunku wznoszenia się do poziomej odległości	Największe wzniesienie na tysiąc
Południowa austryacka	Semmering	1°20′	1:40	25
Apenińska (we Włoszech)	pomiędzy stacyami Bolonija i Pistoja	„	„	„
Równia pochyła w Liège		1°35′	1:36	28
Przystań w Altonie		„	„	„
Giovi (we Włoszech)	pomiędzy stacyami Genua i Aleksandrya	2°30′	1:28	35
Północna francuzka	Enghien-Montmorency	2°40′	1:22	45
Poti-Tyfliska, łącząca wspólnie z obecnie budującą się liniję Bakińską—m. Czarne z Kaspijskim		„	„	„
Rigi-Szeidek pod Zurichem		3°	1:20	50
Uetli [1]) pod Zurichem		4°	1:14	70

[1]) Opis d. ż. Uetli objaśniony rysunkami, podaliśmy w t. VI-ym Przeglądu Technicznego z r. 1877, str. 22. (*Przyp. Red.*)

Z pomiędzy dróg austryackich wykazaliśmy powyżej tylko kolej południową, która była pierwowzorem dla górskich dróg żelaznych; nadmienić nam jednakże należy, iż wzniesienie 0,025 przytrafia się i na innych kolejach austryackich jak np. na d. ż. Brenner, Villach-Francensfeste, St. Peter-Fiume, Leoben-Vordernberg.

Opór ruchu na stromych wzniesieniach jest niekiedy tak znacznym, iż pochłania oniemal cały zasób siły, jaką dostarcza para wytwarzana w kotle parowozu. Tej to okoliczności przypisać należy, iż tam gdzie chodzi o utrzymanie stałego i regularnego ruchu towarowego, największe wzniesienie nie może przechodzić 0,045. Trudności jakie należy zwalczać przy obsłudze ruchu na drogach żelaznych Poti-Tyflis i Giovi przypisać należy li tylko nadzwyczajnej długości stromych wzniesień.

Szwajcarska kolej Uetli, ktora z pomiędzy wszyskich dróg żelaznych na których jazda odbywa się na zasadzie naturalnego przylegania, posiada najbardziej strome wzniesienie, bo 0,070, obsługuje tylko ruch osobowy i to w czasie pogody; wyzyskiwaną jest więc w najkorzystniejszych warunkach. Ponieważ największe nachylenie gładkich torów do poziomu może co najwyżej wynosić na 1 metr poziomej odległości tyle milimetrów, ile kilogramów przedstawia opór ruchu odpowiadający 1 tonnie ciężaru parowozu, a więc nie powinno przechodzić 0,080, przeto widzimy, iż największe wzniesienie na d. ż. Uetli, zbliża się już do ostatecznej granicy stromości.

Że na wzniesieniu przechodzącem 0,080 na gładkich torach nie można osiągnąć dostatecznego przylegania, świadczy między innemi i próba jaką podjęto w 1869 r. na górze Mont-Cenis. Przed przystąpieniem do wiercenia tunelu, ułożono tymczasowy tor o wzniesieniu 0,083, na szosie prowadzącej po powierzchni góry, w celu zużytkowania takowego do przewozu materyałów. Okazało się w następstwie, iż na tak stromem wzniesieniu żaden parowóz utrzymać się nie zdołał i dopiero przez ułożenie trzeciego toku wewnątrz toru i zastosowanie poziomych wałków obejmujących dodatkowy tok i obracających się około pionowych czopów, umożliwiono przewóz materyałów (system *Fell'a*).

Rozumie się samo przez się iż powyżej podana granica wzniesień (0,080) odnosi się li tylko do torów żelaznych. Na torach drewnianych, które od 1868 r. są zastosowane w północnej Ameryce, nachylenia mogą być bardziej strome. Na tego rodzaju torach wzniesienia 0,050 przytrafiają się bardzo często.

Związek zachodzący pomiędzy nachyleniem torów i siłą przewozową.

Jeżeli parowóz, ustawiony na wzniesieniu, ma nie tylko utrzymywać siłą własnego ciężaru wagony wchodzące w skład pociągu, ale nadto jeszcze takowe pod górę prowadzić, w takim

razie jego kocieł powinien wytwarzać tyle pary, iżby zyskana stąd siła przewozowa była wystarczającą dla pokonania oporu ruchu i składowej siły ciężkości, usiłującej stoczyć pociąg w kierunku spadku. Tym sposobem siła przewozowa musi przynajmniej wyrównywać wypadkowej dwóch sił powyżej wyszczególnionych.

Jeżeli T oznacza ciężar wagonów wchodzących w skład pociągu, wyrażony w tonnach, a Q — ciężar parowozu, również w tonnach, to składowa siły ciężkości działająca równolegle do toru i w kierunku spadku wynosi na $(Q + T)$ tonn ciężaru:

$$(Q + T) \sin \alpha \text{ tonn,}$$

(gdy α oznacza kąt nachylenia toru do poziomu), a na jedną tonnę ciężaru pociągu:

$$\sin \alpha \text{ tonn,}$$

czyli 1 000 sin α kilogramów. Ponieważ α jak to powyżej wykazaliśmy nie może przenosić 4^0, przeto przyjmując że wstawa równa się stycznej, otrzymujemy iż składowa siły ciężkości, spychająca pociąg w dół i odpowiadająca jednej tonnie ciężaru takowego, wynosi 1 000 tg α kilogramów.

Jeżeli m oznacza wzniesienie toru w milimetrach na 1 metr poziomej odległości, to jak wiadomo $tg\,\alpha = \frac{m}{1\,000}$, stąd zaś wynika że składowa siły ciężkości równa się:

$$1\,000 \times \frac{m}{1\,000} = m \text{ kgm.,}$$

czyli że siła usiłująca stoczyć pociąg w kierunku spadku wynosi na każdą tonnę ciężaru pociągu tyle kilogramów, ile milimetrów wznosi się tor na 1 metr poziomej odległości. I tak, pociąg ważący 200 tonn, ustawiony na wzniesieniu 0,005, podlega działaniu składowej siły ciężkości wynoszącej $5 \times 200 = 1\,000$ kilogramów — a tenże sam pociąg na wzniesieniu 0,010, usiłuje stoczyć w kierunku spadku siła wynosząca $10 \times 200 = 2\,000$ kilogramów.

Ponieważ opór niezahamowanych kół, jak to już poprzednio wykazaliśmy, przedstawia na każdą tonnę ciężaru pociągu o kilogramów, przeto z powyższego wynika, że w czasie jazdy pod górę, siła parowozu musi pokonać opór wynoszący $(o + m)$ kilogramów na każdą tonnę ciężaru pociągu.

W czasie jazdy w kierunku spadku, składowa m pobudza ruch, a przeto opór jaki siła przewozowa w takim razie pokonać musi wynosi nie $(o + m)$ lecz tylko $(o - m)$ kilogramów.

Jeżeli nazwiemy przez σ siłę przewozową, jaką wytwarza para, to wielkość takowej na każdą tonnę ciężaru pociągu wynosić musi:

$$\sigma = (o \pm m) \text{ kilogramów.}$$

W powyższym wzorze, wyrażającym związek, jaki zachodzi pomiędzy siłą przewozową i oporami ruchu, oznacza:

σ — siłę przewozową, odpowiadającą jednej tonnie ciężaru pociągu, wyrażoną w kilogramach,
o — opór, jaki zwalczać musi każda tonna ciężaru pociągu, wyrażony w kilogramach,
m — nachylenie toru do poziomu, wyrażone w milimetrach na 1 metr poziomej odległości.

Znak (+) dodatni odnosi się do jazdy w kierunku wzniesienia, zaś (—) ujemny — do jazdy w kierunku spadku.

Jeżeli jazda odbywa się w obydwóch kierunkach, to opór jaki siła przewozowa musi pokonywać, staje się w pewnych okolicznościach zupełnie niezależnym od stromości toru. W czasie jazdy pod górę, siła przewozowa zwalcza opór wynoszący ($o+m$) kilogramów a w czasie jazdy w kierunku spadku opór wynosi tylko ($o - m$) kilogramów,—wynika więc stąd, że średni opór podczas jazdy tam i z powrotem wynosi:

$$\frac{o + m + o - m}{2} = o$$

kilogramów na każdą tonnę ciężaru pociągu, a zatem tyle ile na torze poziomym.

Przypuśćmy, że jedziemy po wzniesieniu 0,002. Każda tonna ciężaru pociągu natrafia wtedy na opór wynoszący $4 + 2 = 6$ kilogramów, — w czasie jazdy w odwrotnym kierunku, opór wynosi tylko $4 - 2 = 2$ kilogramy, a przeto średnia wartość oporu, podczas jazdy tam i z powrotem wynosi $\frac{6+2}{2} = 4$ kilogramy, to jest tyle ile wynosi opór ruchu w czasie jazdy po torze poziomym. Gdyby tor wznosił się 3 milimetry na 1 metr poziomej odległości, w takim razie opór ruchu w czasie jazdy pod górę wynosiłby na każdą tonnę ciężaru pociągu $4 + 3 = 7$ kilogramów, w czasie zaś jazdy w odwrotnym kierunku $4 - 3 = 1$ kilogram, i w tym więc razie średni opór przedstawiałby $\frac{7+1}{2} = 4$ kilogramy, a więc tyle, ile na torze poziomym.

Z powyższego zdawałoby się wynikać, że podczas jazdy w obydwóch kierunkach, zwalczamy zawsze tylko taki opór, jaki pokonywać musimy jadąc po poziomej. Tak jednakże nie jest, albowiem wzniesienia nie wpływają na zwiększenie oporu w czasie jazdy w obydwóch kierunkach tylko w takim razie, gdy nie przekraczają pewnej stromości. I rzeczywiście, w czasie jazdy w kierunku spadku natrafiamy na opór wynoszący ($o - m$) kilogramów, na każdą tonnę ciężaru pociągu. Dopóki $o > m$, wyraz ($o - m$) ma wartość dodatnią i wtedy przedstawia opór ruchu. Jeżeli zaś $m > o$ wyraz ($o - m$) ma wartość ujemną, przestaje zatem przedstawiać opór ruchu a natomiast daje wielkość siły działającej w kierunku jazdy.

Ponieważ, jadąc pod górę pokonywać musimy opór wynoszący ($o+m$) kgm. a w czasie jazdy w kierunku spadku nie natra-

fiamy na opór skoro $m > o$, przeto w czasie jazdy w obydwóch kierunkach zwalczyć musimy średni opór wynoszący $\frac{o + m}{2}$ kilogramów, a więc opór którego wielkość zależną jest od stromości wzniesienia. Jadąc po wziesieniu 0,006 pokonywamy opór wynoszący $4 + 6 = 10$ kilogramów, jadąc w kierunku spadku nie zwalczamy żadnego oporu, gdyż ilość $4 - 6$ jest ujemną, średni więc opór wynosi nie 4, lecz $\frac{10}{2} = 5$ kilogramów. Podobnież w czasie jazdy w obydwóch kierunkach, po torze którego nachylenie wynosi 0,010, zwalczamy średni opór wynoszący $\frac{4+10}{2} = 7$ kilogramów.

Z powyższego wynika, że w czasie jazdy w obydwóch kierunkach, po torach nachylonych do poziomu, średni opór ruchu nie przewyższa oporu, na jaki się natrafia na linii prostej i poziomej, tylko wtedy — gdy liczebna wartość nachylenia toru wyrażona w milimetrach jest mniejszą od oporu wyrażonego w kilogramach, odpowiadającego każdej tonnie ciężaru pociągu, który przebiega tor prosty i poziomy. Że zaś przy średniej prędkości jazdy, opór na torze poziomym wynosi 4 kilogramy na każdą tonnę ciężaru pociągu, przeto wzniesienia mniej strome jak 0,004 uważać można za równoważne liniom prostym i poziomym.

Z powyżej wyprowadzonego wzoru przechodzimy do wyrażenia:

$$m = (\sigma - o),$$

wskazującego związek, jaki zachodzi pomiędzy stromością wzniesienia i siłą przewozową. W tym wzorze:

m oznacza stromość wzniesienia, wyrażoną w milimetrach na 1 metr poziomej odległości,

o — jednostkowy opór ruchu podczas jazdy po torze poziomym, czyli opór jaki pokonać musi każda tonna ciężaru pociągu, wyrażony w kilogramach,

σ — jednostkową siłę przewozową, czyli część siły przewozowej przypadającą na 1 tonnę ciężaru pociągu, wyrażoną w kilogramach.

Przykład 1.

Mamy parowóz przedstawiający 6 000 kilogramów siły przewozowej, zachodzi pytanie po jakich wzniesieniach możemy prowadzić pociągi ważące 400 tonn?

Ponieważ ciężar pociągu wynosi 400 tonn, a siła przewozowa 6 000 kilogramów, przeto na każdą tonnę ciężaru pociągu przypada siła przewozowa wynosząca $\frac{6\,000}{400} = 15$ kilogramów; że zaś każda tonna ciężaru pociągu ma zwalczać opór wynoszący 4 kilogramy, przeto mamy $o = 4$, $\sigma = 15$, a z powyżej podanego wzoru otrzymujemy:

$$m = 15 - 4 = 11$$

milimetrów. Widzimy więc, że największe wzniesienie nie może przechodzić 0,011. Pomienionemu wzniesieniu odpowiada kąt nachylenia toru do poziomu α, którego styczna $= 0{,}011$ a więc kąt $= 0^0 40'$.

Przykład 2.

Pomiędzy stacyami *A* i *B* pewnej drogi żelaznej znajdują się nieznaczne wzniesienia, u wyjścia ze stacyi *B* rozpoczyna się natomiast tak strome wzniesienie, że parowóz który doprowadził na stacyą *B* pociąg ważący *T* tonn, nie jest w stanie pokonać odpowiedniego oporu ruchu i z tego powodu okazuje się potrzeba rozdzielenia pociągu.

Zachodzi pytanie, jaka może być największa stromość wzniesienia po za stacyą *B*, ażeby w mowie będący parowóz przeprowadził przez takowe pociąg ważący $\frac{T}{2}$ tonn.

Jeżeli m oznacza największe wzniesienie torów pomiędzy stacyami *A* i *B* wyrażone w milimetrach na 1 metr poziomej odległości, a o opór ruchu na jaki natrafia każda tonna ciężaru pociągu, biegnącego po linii poziomej, wyrażony w kilogramach, to największy opór ruchu jak parowóz pokonał pomiędzy stacyami *A* i *B* wynosi $(o + m)\ T$ kilogramów. Na wzniesieniu $0{,}00x$ ciężar pociągu wynosi $\frac{T}{2}$ tonn, że zaś odpowiedni opór ruchu, wyrażający się przez $(o + x)\ \frac{T}{2}$ kilogramów, pochłania tęż samą siłę przewozową co i opór $(o + m)\ T$, przeto mamy równanie:

$$(o + m)\ T = \frac{1}{2}\ (o + x)\ \mathrm{T},$$

z którego otrzymujemy $x = o + 2m$ milimetrów, jako wzniesienie na 1 metr poziomej odległości.

Gdyby największe wzniesienie pomiędzy stacyami *A* i *B* wynosiło 0,005, w takim razie wzniesieniu rozpoczynającemu się u wyjścia ze stacyi *B* możnaby dać nachylenie wynoszące $4 + 2 \times 5 = 14$ milimetrów— i to w przypuszczeniu, że opór ruchu na poziomej, wynosi na każdą tonnę ciężaru pociągu 4 kilogramy.

Powyższe równanie przedstawione w kształcie:

$$o + m = \frac{o + x}{2},$$

poucza że jeżeli ciężar, który tymże samym parowozem przewozimy, jest o połowę mniejszy, to siłę przewozową wyzyskujemy należycie tylko na takiem wzniesieniu, na którem opór jest dwa razy większym od największego pierwotnego oporu.

Ruch toków w kierunku jazdy (migracya toru).

Przed niedawnym czasem zauważono na drogach żelaznych o dwóch kolejach, że szyny tworzące tok przesuwają się po podkładach w kierunku jazdy. W linii prostej, obydwa toki przesuwają się jednakowo—i to tak w torze poziomym jak i w torze nachylonym do poziomu. W łukach natomiast jeden z toków, składających tor, przesuwa się więcej aniżeli drugi. Na jednych drogach żelaznych tok zewnętrzny podlega znaczniejszemu prze-

suwaniu się aniżeli wewnętrzny—na innych przeciwnie; w ogólności jednakże częściej spostrzegamy przesuwanie się wewnętrznego aniżeli zewnętrznego toku, a takowe w każdym razie wzmaga się wraz z ostrością krzywizny.

Ruch toków należących do jednego toru, w kierunku jazdy, nazwano *migracyą toru.*

Na drodze żelaznej Wrocław-Szweidnitz-Freiburg, zauważono, że w torze ułożonym w łuku o promieniu 188 m. i na spadku 0,015,

tok zewnętrzny przesunął się w kierunku jazdy o 30—40^{mm}
„ wewnętrzny „ „ „ „ o 20—25 „
w ciągu trzech miesięcy.

Na Nadreńskiej drodze żelaznej spostrzeżono, że migracya toru położonego w łuku o promieniu 377 metrów, wywołana dziennym przebiegiem 35—40 pociągów, wyniosła po upływie lat trzech w kierunku spadku 180, zaś w kierunku wzniesienia 100 milimetrów.

Powyższe liczby wskazują, że migracya sprowadzona przebiegiem 1 000 pociągów, wynosiła około 2 milimetrów, że zatem przesunięcie się toku na 1 milimetr spowodowane było przebiegiem 500 pociągów w jednym kierunku.

Migracyą toków tylokrotnie już obserwowano, iż istnienie jej nie może być stawianem w wątpliwość, poniżej zaś przedstawione okoliczności wykazują źródło zjawiska.

W skutek wstrząśnień nieodłącznych od jazdy, wielkość ciśnienia wywieranego na szynę peryodycznym podlega zmianom. Ilekroć więc ciśnienie się zmniejsza, a powtarza się to przy każdem wstrząśnieniu pociągu, tylekroć szyna może się przesuwać pod wpływem działających na nią sił. Skoro zaś szyna przesuwa się w kierunku jazdy a nie w stronę przeciwną, przeto siły działające na nią w tym właśnie kierunku muszą być większe od sił działających w stronę przeciwną.

W celu odszukania sił działających w poziomie toru rozważmy co następuje:

a) Wagon postawiony na szynach, wgniata takowe własnym swym ciężarem w miękkie podkłady, podczas gdy sąsiednie szyny, pozostając w pierwotnem położeniu, znajdują się na nieco wyższym poziomie. Koła toczącego się wagonu, uderzając o wystające główki szyn, posuwają takowe po podkładach w kierunku jazdy.

b) Ciśnienie kół wagonu na szyny wywołuje tarcie, w następstwie którego toczące się koło usiłuje niejako zabrać ze sobą w kierunku jazdy znajdującą się pod niem szynę. Jeżeli szyna spoczywająca na drewnianym pokładzie może się oprzeć powyższemu działaniu, to w takim razie pozostaje w pierwotnem swem położeniu; gdyby zaś tarcie pomiędzy szyną a podkładem nie było dostatecznem, w takim razie przesuwaćby się ona musiała w kierunku jazdy. Skoro jednakże zważymy, że tarcie po-

między szyną a toczącem się kołem wynosi na każdą tonnę ciężaru wagonu 4 kilogramy, a tarcie pomiędzy podkładem i szyną można oceniać na 300—400 kilogramów na każdą tonnę cisnącego ciężaru, to łatwo pojmiemy, że tarcie potoczyste żadną miarą spowodować nie może migracyi toru.

c) Skoro zahamowane koło wagonu nie może się toczyć po szynie, lecz się tylko po niej ślizga, a tarcie posuwiste wynoszące średnio 130 kilogramów na każdą tonnę ciężaru, w danych warunkach nawet i do 300 kilogramów dojść może, przeto takowemu właściwiej jużby było przypisać przyczynę migracyi toru. Gdy zaś zważymy że ślizganie się kół następuje nietylko w skutek hamowania, ale nadto objawia się zawsze, ilekroć tylko koła osadzone na jednej i tejże samej osi nie mają zupełnie tej samej średnicy (która to okoliczność należy do zjawisk powszednich, ponieważ o matematycznej dokładności w obtaczaniu mowy być nie może), przeto ostatecznie ślizganie się kół na szynach jako najważniejszą przyczynę migracyi toru w kierunku jazdy uważać przychodzi.

Siły, działające na toki w odwrotnym kierunku, a więc usiłujące powstrzymać migracyą takowych, powstają w skutek obrotu kół rozpędowych parowozu. Przyleganie pomienionych kół sprawia, że parowóz postępujący naprzód usiłuje posuwać toki wstecz. Z tego rodzaju działania łatwo sobie zdać sprawę jeżeli zważymy, iż przyleganie koła rozpędowego do zwykłej szyny sprowadza też same następstwa, jak obrót koła trybowego poruszanego siłą pary po zazębionej szynie. W tym ostatnim razie, tryby postępującego naprzód koła, zaczepiając o odpowiednie zazębienia szyny, usiłują takową cofać wstecz.

Postępowy ruch koła rozpędowego stwierdza, że tarcie pomiędzy kołem parowozu i szyną, przewyższa tarcie istniejące pomiędzy szyną i podkładami.

Zjawisko migracyi toków poucza, iż jakkolwiek ciśnienie wywierane przez koła parowozu na szyny jest znacznie większe od ciśnienia pochodzącego od kół wagonowych, to niemniej przecież działanie kół wagonowych na toki przeważa nad takiemże działaniem rozpędowych kół parowozu. Powyższą okoliczność objaśniamy sobie w ten sposób, że silne wstrząśnienia ciężkiego parowozu, działają raczej na wgniatanie szyn w podkłady, aniżeli na przesuwanie toków, podczas gdy lekkie i częściej się powtarzające wstrząśnienia wagonów, wprost przeciwne wywołują następstwa. Ta różnica w skutkach działania wstrząśnień daje się uprzytomnić gdy zważymy, że parowóz całkowitym swym ciężarem ciśnie tylko na jedną szynę każdego toku, podczas gdy ciężar pociągu rozkłada się często na 50—100 szyn, stosunkowo więc znaczne ciśnienie przypadające na jedną szynę nie może zrównoważyć działania siły usiłującej przesuwać tok w kierunku jazdy. Należy mieć również na względzie i tę okoliczność, że ciśnienie koła rozpędowego na szynę zmienia się ustawicznie w czasie

jazdy, gdy tymczasem ciśnienie kół wagonowych jest ciągle jednostajnem.

Wspomnieliśmy już powyżej, że toki tworzące tor ułożony w łuku nie przesuwają się jednostajnie. Przyczynę tego zjawiska odnajdujemy w niejednakowem tarciu pomiędzy kołem i szyną na obydwóch tokach jednego i tegoż samego toru. Od wielkości tarcia zależy, na którym z obydwóch toków objawia się znaczniejsza migracya.

Jak wiadomo, tok zewnętrzny w łuku jest nieco wzniesiopo nad wewnętrzny tok toru, w celu usunięcia szkodliwych następstw działania siły odśrodkowej w czasie biegu pociągu.

Jeżeli pociąg przebiega łuk z tą prędkością, dla której obliczone było wyniesienie toku zewnętrznego po nad wewnętrzny, w takim razie można sobie przedstawić jakoby siła odśrodkowa wcale nie działała. Że zaś koła wagonów ślizgają się po toku zewnętrznym, a toczą się po toku wewnętrznym, przeto ze względu, iż tarcie posuwiste jest znacznie większe od tarcia potoczystego, migracya zewnętrznego toku musi być znaczniejszą od migracyi toku wewnętrznego.

Jeżeli prędkość jazdy przewyższa wartość przyjętą przy obliczaniu wywyższenia zewnętrznego toku, w takim razie siła odśrodkowa, wzmagająca się wraz ze śpieszniejszą jazdą, przeważa nad składową siły ciężkości, odpowiadającą danemu wywyższeniu i działającą na pociąg w kierunku od zewnętrznego toku ku środkowi łuku. W tym wypadku pociąg ciśnie na tok zewnętrzny, tarcie pomiędzy kołami i szynami tegoż toku wzrasta zatem, a stąd wynika że migracya toku zewnętrznego musi i w tym razie być większą od migracyi toku wewnętrznego.

Tak więc migracya toku zewnętrznego jest względnie większą, zarówno podczas jazdy z prędkością odpowiadającą danemu wywyższeniu, jak i w czasie jazdy śpieszniejszej.

Jeżeli wzniesienie toku zewnętrznego po nad wewnętrzny jest stosunkowo do prędkości jazdy zbyt wielkiem, w takim to i jedynym razie migracya toku wewnętrzego jest większą od migracyi zewnętrznego toku. Podobny stan rzeczy przytrafia się najczęściej w praktyce, albowiem przy budowie torów uwzględnia się możliwie największa prędkość jazdy, która jednakże po otwarciu ruchu stosowaną nie bywa. Z tego to właśnie powodu częściej przychodzi się nam spotykać z migracyą toku wewnętrznego aniżeli zewnętrznego.

Winniśmy wreszcie nadmienić, że wydłużenie się szyn spowodowane wzrostem ciepłoty, jako dokonywujące się w obu kierunkach, migracyi toków wywołać nie może.

Obrót ziemi na około osi jako mniemana przyczyna migracyi toków.

Wkrótce po spostrzeżeniu zjawiska migracyi toków, czasopisma amerykańskie poczęły wygłaszać, że przyczyny takowego należy szukać w obrocie ziemi na około osi.

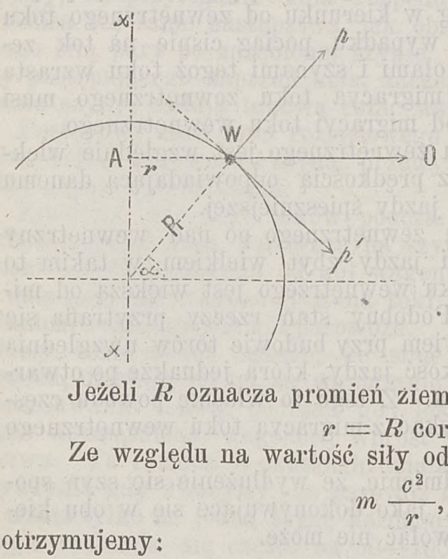
Posiłkując się danemi profesora *Franke'go* ze Lwowa wykażemy, że powyższy pogląd był błędnym.

Siła odśrodkowa wywołana obrotem ziemi wyraża się przez wzór:

$$m \cdot \frac{c^2}{r},$$

w którym m oznacza masę części toru, c prędkość obrotu ziemi na 1 sekundę wyrażoną w metrach, r promień równoleżnika, na którym ułożony jest tor, który mamy na względzie, wyrażony w metrach. Siła ta daje się rozdzielić na dwie składowe, z których jedna działa w kierunku południka, druga zaś w kierunku promienia. Jeżeli miejsce w którem ułożono tor, znajduje się na północnej półkuli, wtedy pierwsza z wymienionych powyżej składowych usiłuje przesuwać szyny w kierunku od północy ku południowi. Co się tyczy drugiej składowej, to takowa działając po kierunku promienia od środka ziemi na zewnątrz, a więc w stronę odwrotną działania siły ciężkości, nie może wpływać na migracyą toków. Tym sposobem, tylko składowa, działająca w kierunku południka, a więc pod kątem prostym do promienia, mogłaby spowodowywać przy odpowiedniem natężeniu, zjawisko migracyi toków.

Niechaj W przedstawia położenie Warszawy względnie do środka ziemi, R — promień kuli ziemskiej przechodzący przez punkt W a nachylony do równika pod kątem α stopni, O — wielkość siły odśrodkowej, w punkcie W. Składowe siły odśrodkowej WO, z których jedna działa w kierunku południka, a druga w kierunku promienia, nazwijmy przez p i p', w takim razie:



$$p = Wp = O \cos \alpha$$
$$p' = Wp' = O \sin \alpha.$$

Jeżeli R oznacza promień ziemi, wtedy

$$r = R \operatorname{cor} \alpha.$$

Ze względu na wartość siły odśrodkowej O, wynoszącej:

$$m \frac{c^2}{r},$$

otrzymujemy:

$$p = \frac{mc^2}{r} \, tg \, \alpha,$$

$$p' = \frac{mc^2}{r}.$$

Przyjmując iż dla Warszawy $\alpha = 52^0$, mieć będziemy $\operatorname{tg} \alpha = 0,75$, $\cos \alpha = 0,80$, a za pomocą tych wartości, obliczyć możemy obydwie składowe p i p', gdy nam znaną będzie szybkość obrotu Warszawy około osi ziemskiej. Ponieważ w ciągu 24 godzin opisuje Warszawa koło o promieniu r metrów, przeto w jednej sekundzie przebiega drogą wynoszącą $\frac{2\pi r}{86000}$ metrów, uwzględniając zaś, że dla Warszawy mamy $r = 0,8\ R$, szybkość obrotu tegoż miasta około osi kuli ziemskiej wynosi $c = \frac{57}{10^6}$ metrów na sekundę. Tym sposobem składowe siły odśrodkowej otrzymują poniższe wartości:

$$p = \frac{3\,R}{10^9}\ m$$

$$p' = \frac{4\,R}{10^9}\ m$$

uwzględniając zaś, że $R = 63 \times 10^5$ metrów, otrzymamy:

$$p = 0,019\ .\ m$$

$$p' = 0,025\ .\ m.$$

Jeżeli g' oznacza przyspieszenie siły ciężkości po upływie pierwszej sekundy działania tej siły na powierzchni ziemi i w przypuszczeniu, iż ziemia się nie obraca, to iloczyn $m\,g'$ przedstawi odpowiedni ciężar, że zaś p' przedstawia siłę sprowadzającą pomieniony ciężar do tej wartości jaką posiada na wirującej ziemi i którą bozpośrednio obserwujemy, przeto wyrażenie $(m\,g' - p')$ przedstawia ciężar rzeczywisty, który jak to wiadomo wynosi $m\,g$, gdy $g = 9,81$ m. oznacza przyśpieszenie siły ciękości.

Mamy przeto równanie: $m\,g' - p' = m\,g$, z którego po wstawieniu wartości $p' = 0,025\,m.$, $g = 9,81$, otrzymujemy $g' = 9,835$ metrów.

Siła $m\,g = 9,81\,m.$ przyciska szynę do podkładu, skoro zaś przyjmiemy 0,3 jako wartość spółczynnika tarcia pomiędzy szyną a podkładem, to tarcie samo wyrazi się przez $0,3 \times 9,81\,m. = 29,4\,m.$ Z powyższego wynika, że szyna mogłaby się przesuwać w kierunku południka, gdyby odpowiednia siła wynosiła $29,4\,m.$, ponieważ zaś siła p wynosi tylko $0,019\,m.$, przeto natężenie jej nie jest dostatecznie wielkiem.

Widzimy więc iż migracya toków w tym jedynym kierunku (od północy ku południowi na północnej półkuli) w którymby ją obrót ziemi na około osi mógł wywołać nie istnieje a stąd wniosek, że obrót ziemi na około osi, żadną miarą za przyczynę migracyi toków nie może być uważanym.

Przegląd kongresów wystaw, konkursów i t. p.

PIERWSZY WIEC AUSTRYACKICH INŻYNIERÓW I BUDOWNICZYCH,

odbyty w Wiedniu, w dniach 9, 10 i 11 października r. b.

W dniu 9 października r. b., rozpoczęły się w sali posiedzeń Stowarzyszenia Inżynierów i Budowniczych w Wiedniu, obrady pierwszego wiecu cislitawskich inżynierów i budowniczych, w którym przyjęło udział około 500 osób. Na tak poważną liczbę uczestników złożyli się przedstawiciele 15-u stowarzyszeń technicznych Ciślitawii, ich członkowie i goście przybyli z Zagrzebia, Paryża i Berlina. Profesor *Demimuid* zastępował Stowarzyszenie Architektów w Paryżu, *p. Reinhard*, dyrektor transportów towarzystwa austr. państwowej dr. żel. brał udział w wiecu jako przedstawiciel Stowarzyszenia Inżynierów Cywilnych w Paryżu, radca budownictwa *Blüth* i *prof. Schlichting* zastępowali Berlińskie Stowarzyszenie Architektów, a wreszcie Towarzystwo Kroackich Inżynierów w Zagrzebiu wysłało kilku delegatów. Piśmienne pozdrowienia nadesłały: Węgierskie Stowarzyszenie Inżynierów i Budowniczych, techniczne Towarzystwa z Bawaryi, Saksonii i Hanoweru, Czytelnia Politechniki Wiedeńskiej i Towarzystwo Techników w Cieszynie.

Prezydent wiedeńskiego Stowarzyszenie Inż. i Bud. nadradca budownictwa *Fryderyk Schmidt*, imieniem Stowarzyszenia pozdrowił zgromadzenie i zaprosił takowe do wyboru biura kierującego obradami. Na przewodniczącego obwołano jednomyślnie *p. Schmidt'a*, z rodaków zaś naszych powołano *prof. Zacharjewicza* ze Lwowa na jednego z zastępców przewodniczącego, zaś inżyniera *Pawła Swiertnię* na referenta. Po wysłuchaniu kilku słów *p. Schmidt'a* który imieniem swojem i wybranych członków biura dziękował za położone w nim zaufanie, zgromadzenie przyjęło bez rozpraw porządek dzienny.

Właściwe obrady poprzedziła mowa przewodniczącego zgromadzeniu. Nie podajemy takowej w całości,—wspomnimy tylko, iż *p. Schmidt* podnosił ważność dokonanego i przez państwo uznanego zjednoczenia cislitawskich inżynierów i budowniczych, jak

również zastanawiał się nad korzyściami wypływającemi z wzajemnej wymiany poglądów, wspólnego obuczania się, odczytów w kwestyach naukowo-technicznych i t. d. *P. Schmidt* nadmienił dalej, że w obec wyższych celów Zjednoczenia, różnice narodowości i przekonań religijnych lub politycznych uczestników wiecu znikają, a zarazem oświadczył, że niezależnie od ważności samych obrad, obecny wiec miałby swą racyę bytu choćby już z tego tylko punktu, że wiedeńscy technicy podają bratnią dłoń Włochom, Polakom i Czechom. Przewodniczący zgromadzeniu wyraził też żywe podziękowanie Lwowkiemu Towarzystwu Politechnicznemu, które w swoim czasie podniosło myśl zwołania wiecu cislitawskich inżynierów i budowniczych.

Po wysłuchaniu mowy przewodniczącego, przystąpiono do rozpraw nad 1-ą kwestyą porządku dziennego, a mianowicie nad pytaniem:

„Czy jest pożądaną reorganizacya szkoły średniej (gimnazyum) ze względu na przysposabianie młodzieży do wyższych zakładów technicznych?“

Referent *Dr. Korzistka* z Pragi czeskiej, bronił uchwały powziętej przez większość komitetu przedstawicieli stowarzyszeń technicznych, a zalecającej szkołę średnią jako zakład przygotowawczy zarówno do akademii technicznych jak i do uniwersytetów. Szkoła taka powstaćby mogła przez zreformowanie systemu wykładu nauk w teraźniejszych gimnazyach, przez wprowadzenie do takowego obowiązkowego nauczania rysunków i większe uwzględnienie nauk przyrodniczych.

Powyższa kwestya wywołała bardzo ożywione rozprawy,— różnice objawianych zdań polegały na tem, że gdy większość mówców oświadczyła się za zreorganizowaniem istniejących gimnazyów, mniejszość sądziła, że należy wprowadzić 8-letni kurs nauk w wyższych szkołach realnych i te ostatnie równouprawnić w takim razie z gimnazyami. Ostatecznie powzięta uchwała, zgodna z wnioskiem komisyi przedstawicieli stowarzyszeń technicznych, brzmiała jak następuje:

„*Wiec austryjackich inżynierów i budowniczych, obradujący w Wiedniu w 1880 r., uznaje za rzecz niezbędną, iżby młodzież mająca uczęszczać czy to do akademij technicznych czy też do uniwersytetów, otrzymywała w szkole średniej jednakowe przygotowawcze wykształcenie. W powyższym celu należałoby zreorganizować istniejące gimnazya, przez wprowadzenie obowiązkowego nauczania rysunków i większe uwzględnienie nauk przyrodzonych w wyższych klasach.*“

Zgromadzenie poparło również i to jednomyślnie, wniosek referenta inż. *Siegmund'a* z Cieplic, opiewający: iż z łona zgromadzenia należy wybrać stały komitet, mający za zadanie popieranie uchwały wiecu i rozbieranie dalszych w tym przedmiocie wniosków.

Na tem skończyły się obrady pierwszego posiedzenia wiecu.

Uchwała powzięta przez wiec ciślitawskich inżynierów i buwniczych jest tak ważną i tak ogólnego znaczenia, iż pozwolimy

sobie w tej kwestyi kilka słów wypowiedzieć, zanim z dalszego przebiegu rozpraw zdamy sprawę czytelnikom „Przeglądu.“

Przedewszystkiem zaznaczamy, że wiec cislitawskich techników wysunął na porządek dzienny w Austryi kwestyę pedagogiczną i że do podniesienia takowej uważał się za powołany tak z poczucia obywatelskiego stanowiska jego uczestników w państwie, jak i ze względu na troskę o stosowne kształcenie przyszłych towarzyszów pracy na niwie technicznej. Przypuszczamy, że przeważna większość naszych techników, pomimo różnic w systemie średniego wychowania u nas i w Cislitawii, poparłaby powyższą uchwałę wiecu, gdyby podobny wniosek poddany był rozprawom zjednoczonych techników naszego kraju. Nie posiadamy przecież właściwego organu, któryby u nas był przedstawicielem znacznego już zastępu techników,—nie pozostaje więc nam jak za pośrednictwem prasy torować drogę temu nowemu kierunkowi, który nie tylko w Austryi, ale i w Niemczech, Szwecyi, Francyi i Anglii, pobudza umysły ku reformie. Szkoła średnia, według uchwały wiecu cislitawskich inżynierów i budowniczych, powinna dawać przygotowawcze wykształcenie tej młodzieży, która po jej ukończeniu ma się oddawać studyom akademickim, — zadaniem jej ma być wszechstronne rozwijanie umysłu przyszłych obywateli-specyalistów, niezależnie od kierunku wyższych studyów — i odpowiednie przysposobienie młodzieży do pracy naukowej w tych wyższych zakładach naukowych, do których podąży odpowiednio do zdolności, ujawniających się w ciągu pobytu w szkole średniej. Zastrzegając że wypowiadamy tylko osobiste przekonanie, twierdzimy że uchwała wiecu w kwestyi szkoły średniej ma niezmierną doniosłość. Z natury rzeczy ogólny poziom średniego wykształcenia czy to prawników, czy lekarzy, czy też inżynierów powinien być równomierny, a jednostronne kształcenie młodzieży, poczynając od szkoły średniej, nie tylko że nie odpowiada obecnym pojęciom o umysłowych zasobach wykształconego członka społeczeństwa, ale nadto często przyprawia społeczeństwo o znaczne straty w jego kapitale umysłowym przez nadawanie przymusowego kierunku rozwojowi umysłu przedtem, zanim jeszcze można było zbadać, doświadczyć i rozwinąć właściwe zdolności młodzieńca. Naturalnie że kwestyę tak pojmowaną odnosimy do wychowania młodzieży, która ma korzystać z dobrodziejstwa wyższego wykształcenia— i sądzimy, że pogląd ten nie jest bynajmniej w sprzeczności z uznaną skądinąd potrzebą istnienia drugorzędnych szkół przemysłowych, rolniczych i rzemieślniczych.

Kwestya podniesiona przez wiec cislitawskich inżynierów i budowniczych jest już od 2-ch lat w Niemczech żywo dyskutowaną a nawet urzędownie na porządku dziennym postawioną. Ścisła rewizya programu egzaminów dla kandydatów medycyny wykazała, iż obecne studya gimnazyalne w Niemczech nie dają należytego przygotowawczego wykształcenia dla stanu lekarskiego.

W gimnazyach niemieckich oprócz języka ojczystego wykładane są jako przedmioty obowiązkowe języki: grecki, łaciński i francuski, jako przedmiot nieobowiązkowy wykładanym też jest i język hebrajski, — nadto w niektórych gimnazyach, język angielski jest obowiązkowym przedmiotem nauczania, w innych zaś wykładanym bywa jako przedmiot nie obowiązujący. Nauki przyrodzone są traktowane po macoszemu, zadanie gimnazyów ze względu na te ostatnie nie jest ściśle określonem a stąd też i postępy uczniów w tym kierunku zależą przeważnie od gorliwości i dobrej woli odpowiednich nauczycieli.

W wyższych szkołach realnych niemieckich, języki: łaciński, francuski i angielski, należą do przedmiotów obowiązujących, w niektórych zaś wykładanym bywa język grecki, jako przedmiot nieobowiązujący.

To pokrewieństwo w organizacyi wyższych szkół realnych i gimnazyów spowodowało, że zwierzchnicy szkół realnych a na ich czele Dyrektor *Steinbart* z Duisburga, zażądali dopuszczenia ukończonych realistów do studyów na wydziałach medycznych uniwersytetów, a to tembardziej gdy wydziały filozoficzne stoją już dla nich otworem od lat dziesięciu.

W przeszłym roku pruskie Ministeryum Oświaty zażądało w tym względzie opinii Towarzystw lekarskich, a jakkolwiek większość Towarzystw oświadczyła się przeciwko dopuszczeniu realistów do wydziałów medycznych uniwersytetów [1]), to niemniej przecież poglądy wielu lekarzy ogłaszane w dziennikach były po większej części przychylne dla żądań zwierzchników szkół realnych. Pruskie Ministeryum Oświaty, nie mogąc wprowadzić w życie poglądów objawianych przez większość Tow. lekarskich, w obec powszechnych i uzasadnionych użalań na przeciążanie nauką młodzieży gimnazyalnej i mając zapewne na względzie, że Towarzystwa lekarskie miały przeważnie na uwadze godność stanu lekarskiego, gdy nie chciały przyznawać realistom tych praw, które im nie przysługują na wydziałach prawnym i teologicznym,— w ostatnich czasach wydało zupełnie jednostajną ustawę dla niższych szkół realnych i progimnazyów, czyniąc tym sposobem pierwszy ale stanowczy krok ku zreformowaniu średniego wykształcenia. Na tę walkę szkół w Niemczech, aż do ostatnich czasów nie zwracano uwagi w Austryi, gdyż gimnazya austryackie przygotowują odpowiednio młodzież do studyów medycznych, a natomiast w szkołach realnych nie wykładają łaciny; nie mogło tam więc być mowy o równouprawnieniu szkół średnich.

Dążność ku zreformowaniu średniego wykształcenia, jak to już powyżej nadmieniliśmy, objawia się również i we Francyi, Szwecyi i Anglii. Niedawno przebrzmiała w Sorbonie ostatnia mowa łacińska, gdyż minister *Ferry* w przemówieniu swem za-

---

[1]) Żądając natomiast rozszerzenia zakresu wykładu przedmiotów realnych w gimnazyach.

znaczył, że ta „przestarzała praktyka" usuniętą będzie w przyszłości. Wykład języka greckiego ograniczono we Francyi do 3-ch najwyższych klas gimnazyalnych a natomiast zyskany czas przeznaczono na wykład przedmiotów realnych.

Podobnież i w Szwecyi — Wyższa Izba Parlamentu uchwaliła, że wykłady łaciny i języków nowożytnych należy ograniczyć, a natomiast rozszerzyć zakres wykładów realnych.

W Anglii szkoły średnie są zakładami prywatnymi lub utrzymywanemi z prywatnych funduszów (zapisów) — system nauczania w tych szkołach zależy od kierunku opinii publicznej, a na takową rzucają należyte światło zdania takich jej przedstawicieli jak *Bain*, *Huxlej* i *Macaulay*. *Al. Bain* profesor logiki w uniwersytecie w Aberdeen, w dziele swem „O nauce wychowania" poświęca cały rozdział „starożytnym językom", jako środkom kształcenia dawniej i dziś, a obalając poglądy zapaśników greczyzny i łaciny dochodzi do wniosku, że to wszystko co się rzeczywiście osiąga przez naukę tych języków może być również dobrze nabyte przez naukę każdego innego starożytnego czy nowożytnego języka. *Huxley* domaga się stanowczo iżby nauki przyrodzone były podstawą wykształcenia, uważając klasyczne studya za gałąź paleontologii, która nie może być właściwą osnową nowożytnego wychowania. *Macaulay* wreszcie, we wstępie do historyi Anglii, nie przecząc temu ile ludzkość zawdzięcza starożytnym narodom Grecyi i Rzymu pod względem sztuk, nauk i pojęć o obywatelskiej i umysłowej wolności, zaznacza, że wielkie dzieła ateńskiego i rzymskiego geniuszu pozostały tem czem były, ale względna ich wartość zmalała w obec duchowego kapitału nowoczesnego społeczeństwa.

Sądzimy, że ważność 1-ej uchwały wiecu cislitawskich inżynierów i budowniczych usprawiedliwi zboczenie nasze od właściwego zadania sprawozdawczego. Nie miejsce jednakże kwestyą tę jeszcze obszerniej rozbierać, — przechodzimy więc do przedstawienia zajęć członków wiecu w dniu 10 października r. b.

W ciągu tego dnia, miejscowi i obcy specyaliści tworzyli zastęp, który szczegółowo badał nowy Wiedeń i jego pomnikowe czy to ukończone czy w budowie będące gmachy. W obec zalet całości, błędy w szczegółach, których nie zapoznawano — niknęły, a ogólny podziw był tryumfem dla tej czwórki budowniczych (*Hasenauer*, *Hansen*, *Schmidt*, *Ferstel)*, która w upiększeniu naddunajskiej stolicy tak przeważny wzięła udział.

Zwiedzenie nowego Wiednia rozpoczęło się pochodem po muzeach, po których oprowadzał gości baron *Hasenauer*. Zauważono, że sklepienia sal dźwigane są przez kolumny wykute ze szwedzkiego marmuru, monolity które nie wiele pozostają w tyle po za wspaniałemi kolumnami cerkwi Izaaka w Petersburgu. Przedsionek (vestibul) przykryty jest kopułą a trzyramienne schody prowadzą z takowego na piętro. Genialne urządzenie górnego oświetlenia (oberlichtów), budowa kopuły, piękne i nadzwyczaj

delikatne w szczegółach rzeźby, ogólne zyskały uznanie. Baron *Hasenauer* przeprowadził następnie gości do nowego, jeszcze nie ukończonego, dworskiego teatru. Według zdania biegłych, ma to być jedna z najudatniejszych budowli. Najnowsze urządzenia szczególną tu zwracały uwagę, między innemi zużytkowanie przestrzeni pod sceną na skład dekoracyj.

W dalszym ciągu zwiedzono gmach Parlamentu. Podziwiano szczególniej wewnętrzne urządzenia: balustrady pomiędzy kolumnami mniej się podobały, — na modelu obserwowano jak *Hansen* zamierza urządzić wjazd (rampę).

Z gmachu Parlamentu udało się Zgromadzenie do pobliskiego gmachu Ministeryum Sprawiedliwości. Tutaj zbierał laury *Wielemann;* sala środkowa z potrójną galeryą kolumn szczególne zyskała uznanie.

W końcu zwiedzano Ratusz gdzie podejmował gości *Schmidt*, objaśniając i usprawiedliwiając szczegółowo na planach wewnętrzne urządzenie takowego. Olbrzymi gmach badano od dachu aż do piwnic, które w tym dniu *Siemens* oświetlił światłem elektrycznem. Tu też wznoszono toasty na cześć *Hasenauer'a*, *Hansen'a*, *Ferstel'a*, *Schmidt'a*, za jedność inżynierów i budowniczych i t. d. a toasty jednego z polskich uczestników wiecu i *Schmidt'a* wyróżniały się z pomiędzy innych. Spacerem po parku ratuszowym zakończono zwiedzanie gmachu. Po krótkim wypoczynku zwiedzano gmach Uniwersytetu, po którym oprowadzał gości baron *Ferstel*, a przegląd nowego Wiednia zakończono zwiedzeniem nowego Kościoła, zbudowanego na pamiątkę ocalenia Fraciszka Józefa I od zamachu na jego życie (Votiv-Kirche).

Drugie i ostatnie posiedzenie 1-go wiecu cislitawskich inżynierów i budowniczych odbyło się w dniu 11 października r. b. Zagaił takowe Przewodniczący odczytaniem telegramu Stowarzyszenia technicznego w Cieszynie, poczem przystąpiono do wyboru stałej Komisyi Zjednoczenia, złożonej z 10 członków, której przewodniczyć będzie Prezes Austryackiego Stowarzyszenia Inżynierów i Budowniczych w Wiedniu.

Następnie referował Inżynier *Burkhardt* z Brna „o stanowisku upoważnionych przez państwo cywilnych techników.“ To ogólne pytanie poddane wiecowi do rozpraw mieściło w sobie wiele szczegółowych kwestyj a mianowicie miało za przedmiot określenie: jakie prawa i przywileje powinny przysługiwać akademicznie wykształconym technikom i w jaki sposób takowe na drodze prawodawczej zabezpieczyć należy. Egzamina państwowe, egzamina na pozyskanie dyplomu, stopnia doktorskiego — kwestye czynnego i biernego prawa wyborczego, rewizya ustawy zarobkowej, a wreszcie stanowisko techników w służbie państwowej, zawierały się w postawionem wiecowi pytaniu.

Przedwstępne rozprawy przeprowadzone w komisyi przedstawicieli Towarzystw technicznych wykazały, że tak obfity materyał nie może być wyczerpanym przez 1-szy wiec cislitawskich

inżynierów i budowniczych, uchwalono więc tylko poniższą a przez zgromadzenie jednomyślnie przyjętą rezolucyę:

„Wiec austryackich inżynierów i budowniczych wita sympatycznie Instytucyą upoważnionych przez Państwo cywilnych techników. Ze względu na dokonaną reorganizacyą wyższych zakładów technicznych, pożądanem jest wydanie dodatkowej nowelli do istniejących praw, w szczególności zaś określenie stanowiska upoważnionych Inżynierów-Mechaników. Do obrad nad nowellą należy zaprosić przedstawicieli Towarzystw technicznych wszystkich krajów koronnych.“

W dalszym ciągu posiedzenia Inżynier *Siegmund* z Cieplic referował imieniem Komitetu przedstawicieli Towarzystw technicznych, w przedmiocie wniosku postawionego przez inżyniera *Teodora Goldschmidt'a* i 22 towarzyszy a mającego na celu *„wprowadzenie obowiązkowych wykładów prawa, administracyi i ekonomii politycznej do wyższych zakładów technicznych Cislitawii.“* Referent uznał ważność i doniosłość wniosku ale z tego właśnie powodu sądził, że należy takowy bliżej rozważyć, jak niemniej zasięgnąć w tym względzie zdania ciała profesorskiego. Komitet przedstawicieli Towarzystw technicznych uznał za stosowne przekazać wniosek *p. Goldschmidt'a* stałemu Komitetowi Zjednoczenia, dla przygotowania takowego do obrad następnego wiecu a Zgromadzenie pogląd ten w zupełności podzieliło.

Na tem wyczerpano porządek dzienny 1-go wiecu cislitawskich inżynierów i budowniczych. Przewodniczący streścił w kilku słowach przebieg rozpraw a po mowie profesora *Lorber'a* z Leoben, który dziękował mu za znakomite kierownictwo obradami, ogłosił wiec za zamknięty.

Pozostaje nam tylko jeszcze wspomnieć, że do stałego Komitetu Zjednoczenia wybrani zostali następujący uczestnicy wiecu: Nadradca budowniczy *bar. Ferstel*, Architekt *Dörfel*, *prof. Rziha*, Dyrektor *Prenninger*, Profesor *Rebhan*, Budowniczy *Hoppe*, inżynier cywilny *Ziffer*, inżynier cywilny *Hrouski*, Nadradzca górniczy *Jarolimek* i Radzca budowniczy *Wehrenpfennig*.

A. B.

NOWE KSIĄŻKI.

Francuskie za wrzesień.

Breguet (Antoine) — La Machine de Gramme, sa théorie et sa description. In-12. (Gauthier-Villars). 2 fr.

Cazeneuve (Albert) — Les Chemins de fer à l'Exposition universelle. In-12. (Guillaumin). 3 fr.

Chateau (Théodore) — Technologie du bâtiment, ou Étude complète des materiaux de toute espèce employés dans les constructions. 2e édition. Tome I. 1er fascicule. Gr. in-8 avec 1 carte. (Ducher). 5 fr.

Maigne — Nouveau Manuel complet du fabricant d'objets en caoutchouc, gutta-percha, gomme factice, toile et taffetas cirés, suivi de l'Imperméabilisation des étoffes, papiers, cuirs, etc. 2 vol. in-18. (Roret). 5 fr.

Malapert (F.) — Histoire de la législation des travaux publics. Grand in-8. (Ducher). 10 fr.

Parandier — Chemins, routes et tramways dans les montagnes frontières. In-8. (Dumaine). 1 fr. 50.

Renouard (Alfred) — Études sur le travail des lins, chanvres, jutes, etc. 4e édition. 3. vol. gr. in-8. (Lille) (E. Lacroix). 37 fr.

Niemieckie za wrzesień.

(Ceny w markach).

Becker L. Ritter v. — üb. das periodische Schmieren der Eisenbahnwagen, u. Mittheilgn. der bei 33 österr.-ungar. Eisenbahn-Verwaltgn. angewandten Methoden u. gewonnenen Erfahrgn. Fol. Wien, v. Waldheim. 9. —

Burgmann A. — Petroleum u. Erdwachs. Wien, Hartleben. 3 25.

Clark D. K. — die Strassenbahnen, deren Anlage u. Betrieb. Deutsch v. W. H. Uhland. 2. Bd. 4. Leipzig, Baumgärtner. 12. — (cplt.: 30. —)

Gieseler E. — Lehrbuch d. Erdbaues. Bonn, Cohen & Sohn. 3 60.

Kaessner B. — der Betriebs-Ingenieur f. das Bau- u. Fabrikwesen. 2. Thl. Gewinnung u. Behandlg. d. Holzes f. Bau u. Gewerbe. Nebst den hierzu erforderl. Apparaten u. Maschinen. 2. Abth. Leipzig, Knapp. 9. — (I—II. 2.: 23. —)

Maercker M. — Handbuch der Spiritusfabrikation. 2. Aufl. Berlin, Wiegandt, Hempel & Parey. 20. —

Oelsner G. H. — Lehrbuch der Tuch- u. Buckskinweberei auf Hand- u. mechanische Stühlen. 2 Bde. Altona, Send. 14 40.

Organ f. die Fortschritted. Eisenbahnwesens in technischer Beziehung. Hrsg. von E. Heusinger v. Waldegg. 7. Suppl-Bd. Wiesbaden, Kreidel. 16. — Die Eigenschaften v. Eisen u. Stahl. Mittheilungen üb. die auf Veranlassg. der techn. Commission d. Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltgn. angestellten Versuche. Nebst Entwürfen zu den Bedinggn. f. die Lieferg. v. Schienen, Achsen u. Radreifen.

Pichler M. Ritter v. — der Indicator u. sein Diagramm. Handbuch zur Untersuchgn. der Dampfmaschine. Wien, Gerold's Sohn. 3 60.

Portale u. Gitterwerke vom 15. bis 18. Jahrh. in Frankfurt am Main. Hrsg. v. F. Sauerwein. Lichtdr. 4 Lfgn. Fol. Frankfurt, a/M., Keller. 20. —

Schmölke J. — die Constructionen d. Hochbaues m. besond, Rücksicht auf ihre graphische Darstellung. 2. Thl. Zimmerconstructionen. Die Dächer, Balkenlagen u. Wände. Mit Atlas in Fol. Holzminden, Müller. 6 50. (1 u. 2.: 11. —)

Uhland W. H. — Dampfmaschinen m. Schiebersteuerung (ohne Präcisionsmechanismus). 1. Lfg. 4. Mit Atlas in Fol. Leipzig, Knapp. 7. —

Wolpert A. — Theorie u. Praxis der Ventilation u. Heizung. 2. Aufl. der „Principien der Ventilation u. Luftheizung.“ 2. Hälfte. Braunschweig, Schwetschke & Sohn. 12 50 (cplt.: 20. —)

Niemieckie za październik.

Binder F. — die elektrischen Telegraphen, das Telephon u. Mikrophon. Weimar, B. F. Voigt. 6. —

Bork F. W. die Kraftmaschinen f. das Kleingewerbe u. ihre Prüfung auf Leistungsfähigkeit u. Betriebskosten auf der Fachausstellg. v. Kraft- u. Arbeitsmaschinen zu Erfurt. Berlin, Polytechn. Buchh. 4. —

Bregha L. — praktisches Handbuch d. gesammten Baumwoll-Zeugdruckes sammt Bleicherei u. Appretur nach den neuesten Erfahrgn. 1. u 2. Lfg. Leipzig, G. Weigel. à 5. —

Diepolder J. N. — der Tempelbau der vorchristlichen u. christlichen Zeit. Leipzig, Spamer. 3 50; geb. 4 50.

Fein W. E. — Beschreibung der neuen Feuertelegraphen-Anlage in Stuttgart. Stuttgart, (Metzler's Sort.). 3. —

Gentele J. G. — Lehrbuch der Farbenfabrikation. 2. Aufl. Braunschweig, Vieweg & Sohn. 12. —

Katechismus der Baumaterialien. 3. Thl. Wien, Lehmann & Wentzel. 4 50.
Katechismus der Ziegelfabrikation v. W. Olschewsky.

Krüger R.—Handbuch d. gesammten Strassenbaues in Städten. Jena, Costenoble. 18.—

Möckel G. L. — ausgeführte u. projectirte Kirchen, Villen u. Wohnhäuser m. übersichtl. Zusammenstellg. der Herstellungskosten. 1—3. Lfg. Fol. Dresden, Gilber's Verl. à 6. —

Rincklake A. — die Bauverwaltung u. die Baukunst. Ein Beitrag zur Lösg. der Frage der Reorganisation d. Stadtbauwesens. Braunschweig, Vieweg & Sohn. 2. —

Rodenwoldt G. — Entwürfe. 1. Lfg. 4. Leipzig, Knapp. 3. —

Schlink J. — üb. Gebläse-Maschinen. Fol. Berlin, Polytechn. Buchh. 10. —

Taschenbibliothek — deutsche bautechnische. 45. u. 59. Hft. Leipzig, Scholtze. 3 20.
45. Die Unterhaltung der Kunststrassen v. K. E. Ammon. 1 20. —
59. Das Bier-Brauerei- u. Spiritus-Brennerei-Gebäude in der Anlage u. Einrichtung. Bearb. v. A. Knäbel. 2. —

Wüst A. — Anleitung zum Gebrauch d. Taschen-Rechenschiebers f. Techniker. Mit e. Rechenschieber. Halle, Hofstetter. 1 25; Rechenschieber apart. —75.

KRONIKA BIEŻĄCA.

Nowa krytyka projektów p. Lindley'a. Z nadesłanej ostatniej części krytyki *p. Wł. Rakowskiego*, inżyniera angielskiego [1]), zanotować nam jeszcze przychodzi uwagi w ogólniejszych już słowach kreślone, odnoszące się do nieproporcyonalności przekroju kanałów — do potrzeb i spostrzeżenia nad b. wątpliwą czystością wód, czerpanych z rzek miast kanalizowanych przez *p. Lindley'a.* Dalej spotykamy tam, niedające się już ująć w określone ramy, luźne uwagi tak o projektodawcy jak i o projekcie, a całość uzupełnioną została wykazem błędów w projekcie, wynikłych według krytyka tak z braku starannej korekty jak i niedbałości autora projektu. W końcu krytyk na podstawie pewnych danych robi zestawienie kosztów. Do tego zestawienia bierze za podstawę: długość i głębokość budować się mających kanałów z wykazu projektu *Lindley'a,* cenę zaś robót ziemnych i mularskich opiera na przeciętnej, otrzymanej z wielu robót inżynierskich i z cennika krajowego na rok bieżący. W tem oszacowaniu, przyjmując że koszt akcesoryj wynosi 50% ogólnych kosztów, co według krytyka jest niezmiernie wiele, krytyk dochodzi do sumy o *półtora miliona rubli* niższej od obliczonej przez *inż. Lindley'a.* s.

Statystyka kolejowa. W kalendarzu dla techników kolejowych, wydanym przez *Heusinger'a von Waldegg* na rok 1881, znajdujemy ciekawą statystykę dróg żelaznych związku niemieckiego. Jak wiadomo, związek ten obejmuje wszystkie koleje niemieckie i austryackie, tudzież niektóre ze stykających się z niemi w krajach sąsiednich, a mianowicie w Wielkiem Księstwie Luxemburskiem, Belgii, Holandyi, Królestwie Polskiem i Rumunii. Wszystkich dróg związkowych liczy się 111, z nich w Cesarstwie Niemieckiem — 61, w Austryi — 39 i zagranicznych — 11. Z materyałów wspomnianego źródła można sobie utworzyć całkowity obraz tylko dróg Niemiec i Austryi; dla tego też w dalszym ciągu niemi się zajmiemy, pomieszczając dla porównania dane o naszych dwóch liniach, należących do związku, t. j. Warszawsko-Wiedeńskiej i Warszawsko-Bydgoskiej.

		w Niemczech	w Austryi
Ogólna długość wszystkich D. Ż. wynosi	kilometrów	32 879	18 305
Z nich o podwójnym torze	„	9 675	1 706
Drogi te rozdzielają się jak następuje:			
a) rządowe.	„	21 247	3 966
b) prywatne, pod administracyą rządową	„	4 135	166
c) prywatne	„	7 497	14 173

[1]) Por. Przegląd Techniczny, Tom XII, str. 264 i 328.

Tabor ich składa się:	w Niemczech	w Austryi
z parowozów	10 690	3 446
z wagonów osobowych	19 103	7 163
„ bagażowych (brankardów)	4 956	2 049
„ towarowych	209 105	77 328

Ze względu na swą długość, ilość taboru ruchomego, lub bliskie sąsiedztwo i częste stosunki z drogami tutejszemi, zasługują na uwagę drogi objęte wykazem, który podajemy w dalszym ciągu. W wykazie tym nie braliśmy pod uwagę dróg liczących mniej jak 300 klm. długości (z wyjątkiem Bydgoskiej), takie bowiem co do warunków technicznych budowy mają charakter czysto miejscowy, odpowiadający niektórym odstępom każdej z dróg znaczniejszych. Co się tyczy taboru największa w nich panuje rozmaitość – i tak gdy jedne posiadają tabor tak bogaty, że w znacznej części wynajmuje się drogom sąsiednim, inne przeciwnie prawie nie mają własnego taboru. I tak D. Ż. Saarbrück-ska posiada przy 180,77 kilometrach długości: 234 wagonów osobowych, mieszczących 9 500 siedzeń, czyli po 52,5 siedzeń na kilometr drogi—i 5 142 wagonów ładunkowych (bagażowych i towarowych), w których przypada 56,11 osi na kilometr; gdy przeciwnie sąsiadująca z nią droga Fischbach (30,85 kilometrów) nie ma wcale swego taboru, a druga sąsiednia D. Ż. Moselli (155,31 kilometrów) ma zaledwie 36 wagonów osobowych i 108 ładunkowych, skutkiem czego powyższe stosunki wypadają w niej 12 i 1,3.

NAZWA DROGI.	Długość w kilometrach	Z nich o podwójnym torze kilometrów	Kapitał zakładowy na kilometr w markach	Liczba parowozów	Liczba wagonów osobowych	Miejsc pasażerskich na kilometr drogi	Liczba wagonów ładunkowych	Osi ładunkowych na kilometr drogi.
Niemcy.								
Pruska Wschodnia (Berlin, Bydgoszcz, Gdańsk, Królewiec, Eydkuny)	2223,3	751,45	188448	643	1002	22,3	11503	12,24
Górno-Szląska i Starogrodzko-Poznańska	1566,4	239,8	207779	578	610	18,32	12202	16,36
Prawego brzegu Odry . . .	316,8	9,0	192317	111	88	15,41	2269	14,48
Niższo-Szląsko-Marchijska . .	750,86	566,04	367357	495	778	37,26	8316	17,36
Rządowe Saskie	1926,73	775,39	304600	701	2067	37,6	19235	18,15
Rządowe Hanowerskie . . .	853	670,5	264732	489	776	42,22	8883	20,65
Kolońko-Mindeńska	1137,7	466,8	430010	619	411	20,3	16775	29,6
Austrya.								
Północna Cesarza Ferdynanda .	906,23	315,02	314292	329	548	18,63	10155	23,75
Galicyjska Karola Ludwika . .	593,75	8,97	276295	169	263	16,8	3874	13,0
Towarzystwa D. Ż. Austryjackich rządowych	2014,19	463,46	285501	590	884	17,65	12754	13,22
Połudn. (Semmering, Brenner).	2320,3	640,9	278631	566	1216	20,0	10806	9,17
Królestwo Polskie.								
Warszawsko-Wiedeńska . . .	345,9	102,3	255383	152	148	17,59	2965	17,77
Warszawsko-Bydgoska . . .	146,4	—	133259	33	81	25,71	559	8,96

W roku 1880 położono na drodze Warszawsko-Wiedeńskiej drugą linię szyn do Ząbkowic; zatem obecnie podwójnego toru jest już nie 102,3 jak podaje wskazane źródło, lecz 293,2 kilometry.

W rubryce trzeciej podany został kapitał zakładowy wymienionych dróg, obliczony na jeden kilometr. Kapitał ten już w powyższej tablicy przedstawia bardzo znaczne różnice, wynikłe z odmiennych warunków budowy, zasobów taboru i t. p. Różnice te stają się jeszcze znaczniejsze, gdy porównamy nakłady poniesione na wszystkie drogi należące do związku, a mianowicie: najtaniej wykonaną została droga Zachodnio-Holsztyńska (78,5 kilometrów o pojedyńczym torze), gdyż tylko po 44 000 marek za kilometr, gdy najdroższa droga Rhein-Nahebahn (z Bingenbrück nad Renem do Saarbrück) o 120,6 kilometrach, z których 14,56 kilom. o podwójnym torze, kosztowała po 436 303 marek na kilometr.

Warunki techniczne budowy, zależne od ukształtowania i natury gruntu, przedstawiają się odmiennie w różnych krajach i miejscowościach. Koleje obecnego Cesarstwa Niemieckiego, z wyjątkiem saskich, rozpostarły się po równinach, zatem można w nich było uniknąć znacznych spadków i łuków. Przeciwnie w górzystych krajach austryackich, z wyjątkiem płaszczyzn węgierskich, często musiano się uciekać do spadków wynoszących 10 do 25‰, tudzież do łuków o promieniu mniejszym od 500 metrów.

Następująca tablica podaje dwie kategorye dróg żelaznych, pierwszą o najkorzystniejszych warunkach technicznych a drugą o najmniej korzystnych.

NAZWA DROGI	Długość w kilometrach	Poziom lub pochyłość do 3,33	Pochyłość od 3,33 do 10,0	Pochyłości większe od 10	Największa pochyłość	Linia prosta i łuki o promieniu nad 1000 m.	Łuki od 1000 do 500 m.	Łuki 500 m. i mniej
		% całkowitej długości			mm	% całkowitej długości		
Kategorya I.								
Oldenburska	346,5	85,9	14,1	—	5,0	97,9	2,1	—
Berlińsko-Hanowerska. . .	444	86,0	14,0	—	5,0	98,1	1,9	—
Dr. Żel. Cissy (Węgry) . .	585	98,7	1,3	—	5,0	95,0	5,0	—
Kategorya II.								
Saska — Rządowa	1 926,73	39,3	43,6	17,1	26,3	64,2	13,7	21,1
Austryacka Północ.-Zachodn.	926,14	34,0	22,7	43,2	16,0	66,5	9,8	23,7
Buschteradzka (Czechy) . .	450,87	37,6	38,7	23,7	25,0	51,0	11,8	37,2
Austryacka Południowa (Semmering, Brenner) . . .	2 320,3	56,7	26,7	16,6	25,0	79,8	8,4	11,8

Wszystkie opisane wyżej drogi żelazne mają normalną szerokość 1,435 m. (4′ 8½″ angielskich) i odpowiadają ogólnym przepisom technicznym związku.

Oprócz nich w 18 miejscowościach Niemiec i 11 w Austryi istnieją tak zwane koleje drugorzędne (Secundärbahnen), których urządzenie zwykle jest za-

stosowane tylko do potrzeb danej miejscowości, tudzież do poglądów inżynierów lub przedsiębiorców, którzy je budowali, 15 z nich ma normalną szerokość toru, na pozostałych zaś panuje bardzo wielka rozmaitość, a mianowicie: 0,725 m, 0,750 m., 0,785 m., 0,950 m., 1 m., 1,106 m. Łuki dochodzą do 28,4 m. promienia, zaś spadki do 1:20, a na drogach z kołami zębatemi np. na Kahlenbergu pod Wiedniem do 1:10.

Najdawniejszemi są wąskokolejowe linie Górnego Szląska, zbudowane w latach 1853—56, ogólnej długości 102,38 kilometrów, o szerokości toru 0,785 m., przeznaczone wyłącznie dla przewozu ciężarów, z taborem złożonym z 12 parowozów i 2 363 wagonów. Kapitał zakładowy wynosił po 101 135 marek na kilometr.

Najnowszą i nadłuższą z linij drugorzędnych jest otwarta w r. 1879 kolej Bośniacka (Brod-Zenica) o 189,6 kilometrach długości, przy 1-metrowej szerokosci toru. Pozostałe linie są niewielkiej długości od 63 do 3 kilometrów. Ogólna długość wszystkich kolei drugorzędnych niemieckich wynosi 327,5 a austryackich 410 kilometrów. Kapitał zakładowy dróg budowanych w ostatnim dziesiątku lat wynosi średnio około 50 000 marek na kilometr. Pomijamy tu jednak drogi wykonane w wyjątkowych warunkach, jak np. wspomniana wyżej na Kahlenberg o 5,5 kilometrów długości, której kilometr kosztował 696 000 marek.

Motorami kolei drugorzędnych są maszyny parowe, koleje zaś obsługiwane końmi zaliczają się do tramwayów.

w.

Pierwsza fabryka krajowa farb drukarskich. Miło nam jest ponieść do wiadomości czytelników, że niniejszy i poprzedni zeszyty Przeglądu Technicznego drukowane już były farbą krajową. Panowie: *Władysław Leppert*, znany u nas chemik i spółpracownik naszego pisma i *Otto Lehmann*, założyli w kolonii Helenówek, w pobliżu stacyi drogi żelaznej Warszawsko-Wiedeńskiej Pruszków—„Warszawską fabrykę farb drukarskich“, pierwszą w kraju wyrabiającą farby i pokosty drukarskie i litograficzne. Wszystkie gatunki farb z tej fabryki przygotowywane są według stałych, dokładnie wypróbowanych przepisów, a zakład urządzony został w takich rozmiarach, że z największą szybkością zdoła wypełnić wszelkie powierzone zlecenia. Czytelnicy porównywując druk dwóch ostatnich zeszytów Przeglądu z drukiem zeszytów poprzednich, dojdą niezawodnie do wniosku, ze farba krajowa w niczem nie ustępuje zagranicznej. Nowy to krok naprzód w zakresie naszej działalności przemysłowej.

Wydawca STEFAN KOSSUTH. Redaktor FELIKS KUCHARZEWSKI.

MASZYNY PAROWE ZŁOŻONE (COMPOUND).

Fig. 1.

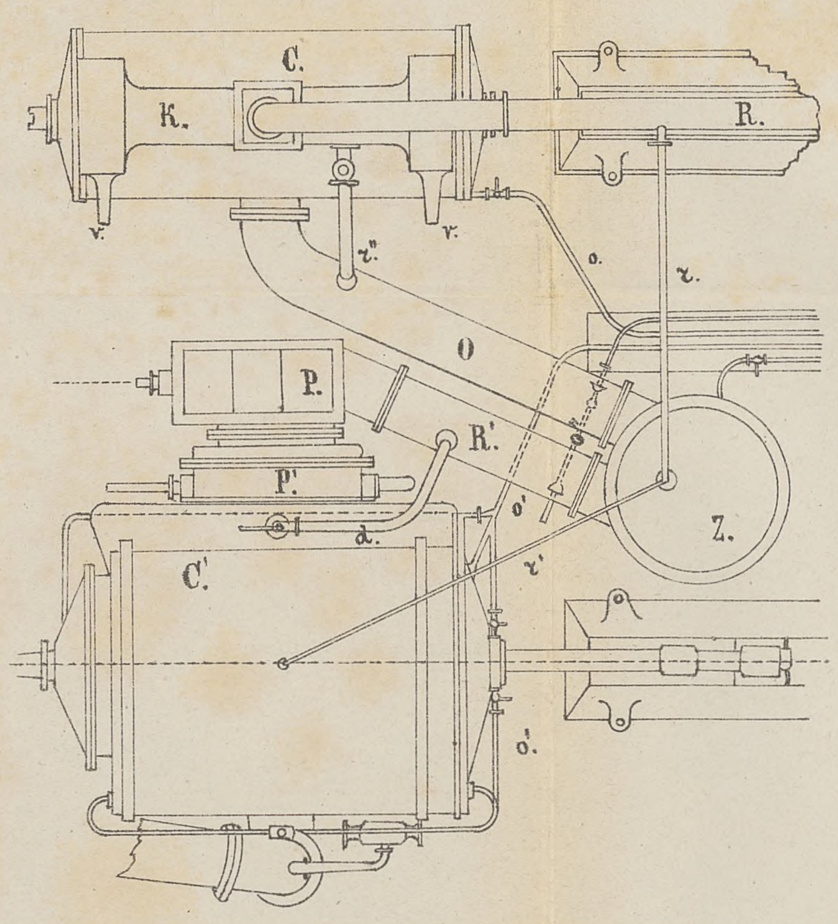
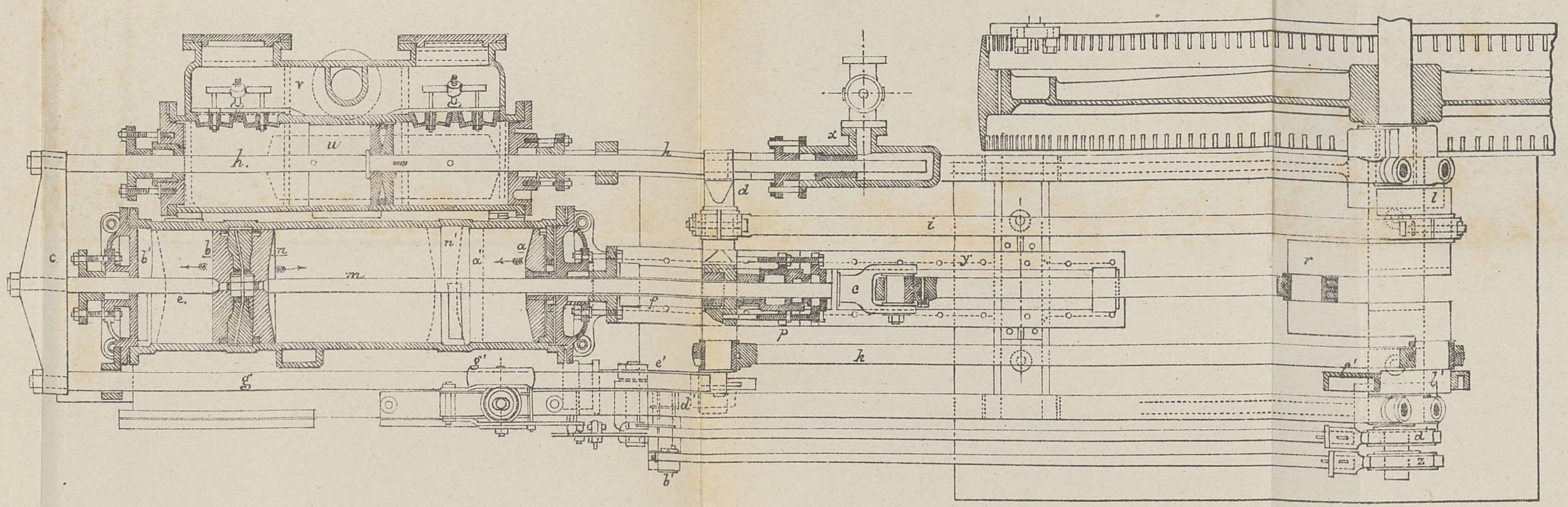


Fig. 5.



Działanie zwyczajne.

Fig. 2. Cylinder wysokiego ciśnienia.

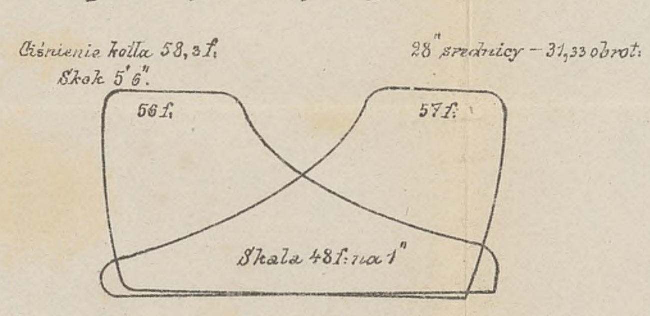


Fig. 6.

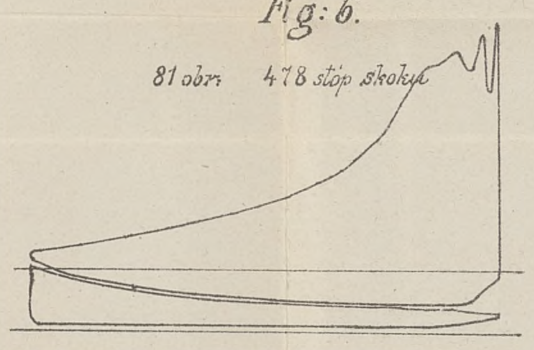


Fig. 8.

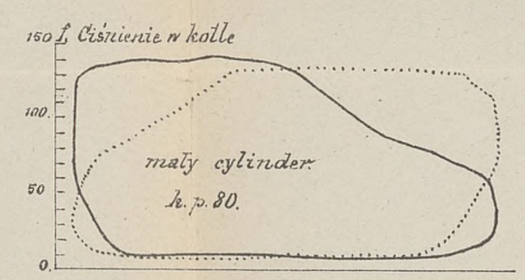


Fig. 9.

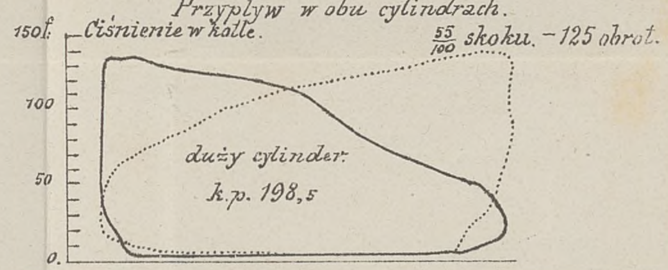


Fig. 3. Cylinder rozprężania

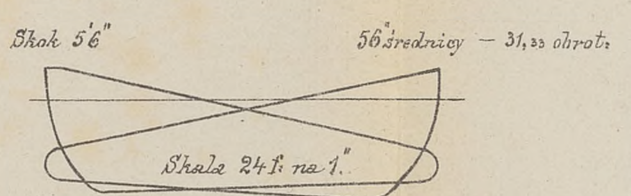
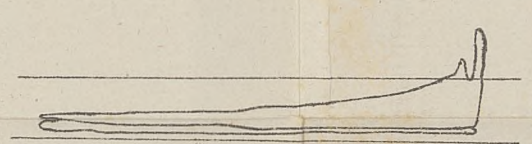


Fig. 7.



Działanie złożone (Compound)

Fig. 10.

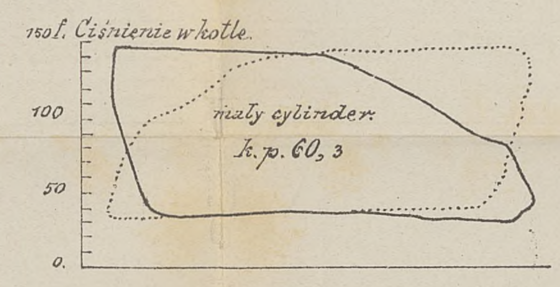


Fig. 11.

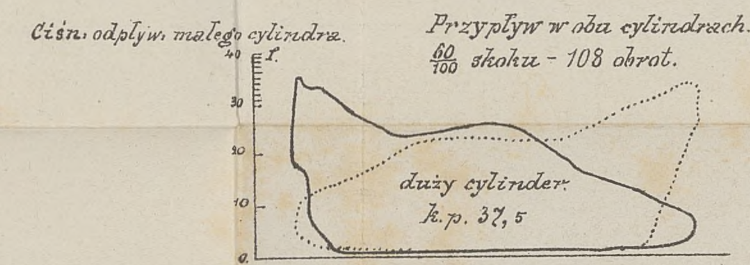
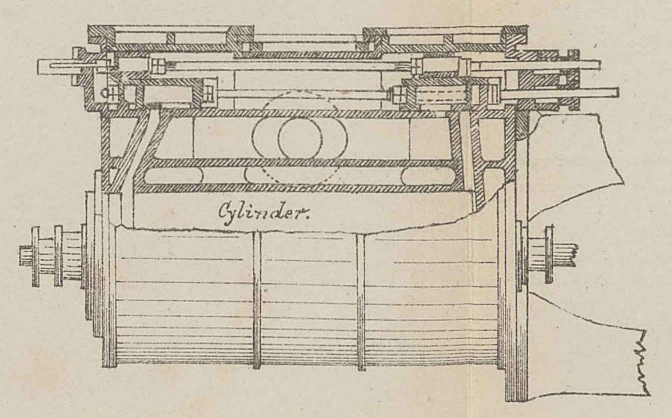


Fig. 4.



Lit. F. Kasprzykiewicz. rysował A. Sokulski.

I

CUKROWNIA I GORZELNIA DO PRZERABIANIA 5000 TONN TRZCINY SORGOWEJ.

Fig. 2. Plan Ogólny.

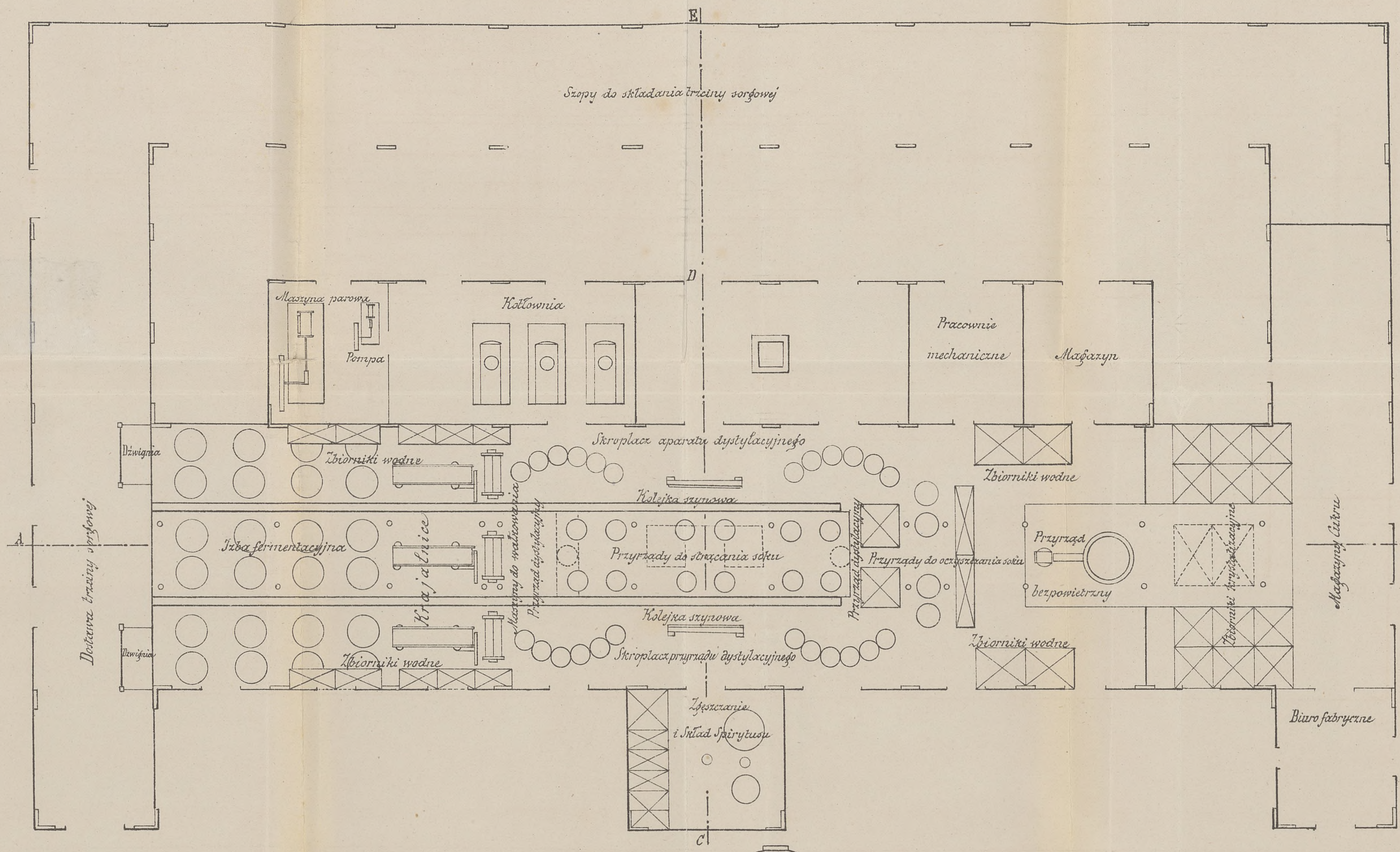


Fig. 2b Przekrój pionowy według CDE.

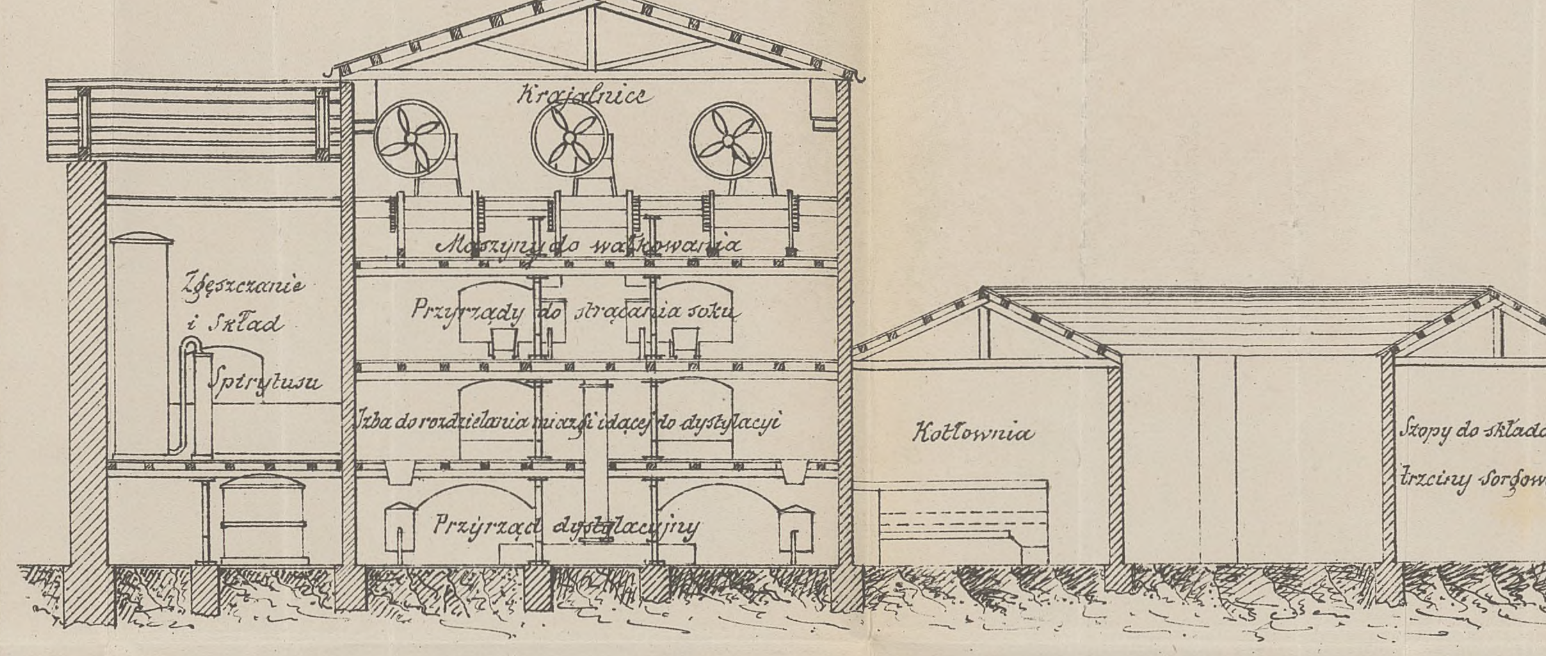
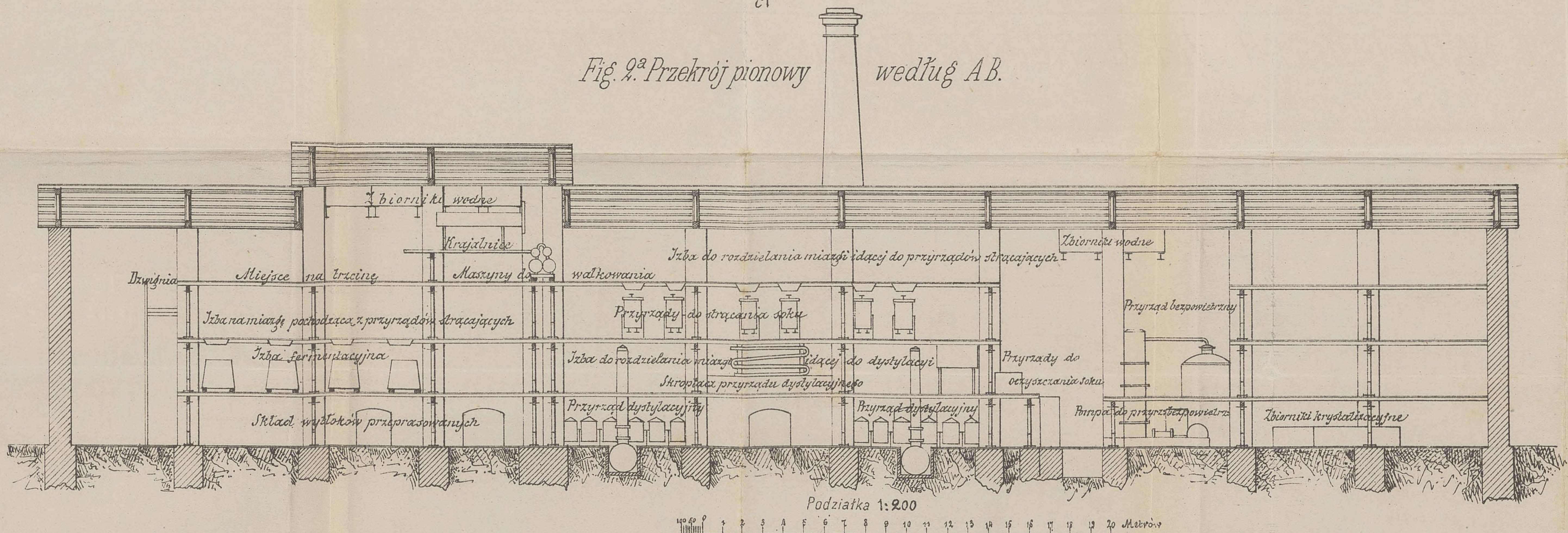


Fig. 1. Roślina Sorgo.



Fig. 2a Przekrój pionowy według A B.



Podziałka 1:200

Rys: A: Sokulski

Lit. F. Kasprzykiewicz

WYRABIANIE SZTUCZNEJ ALIZARYNY I PURPURYNY.

Fig. 1.



Rubia tinctorum

Fig. 2.

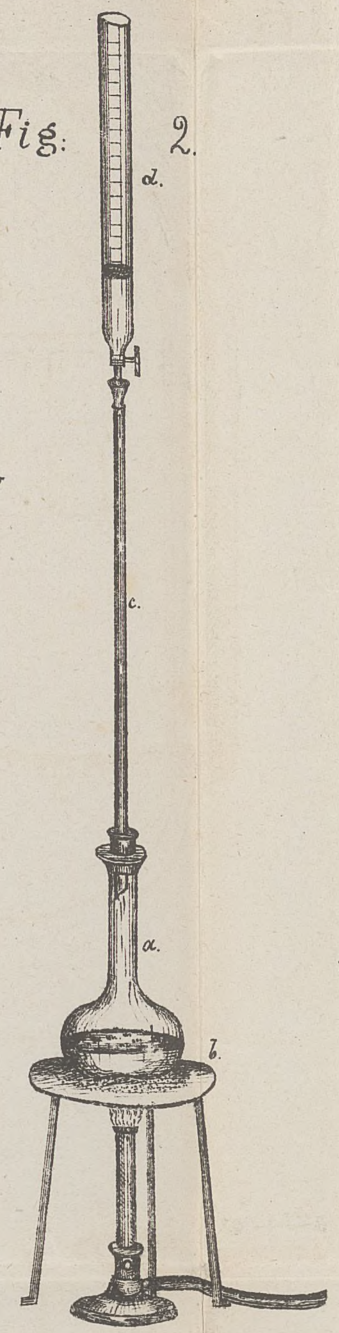


Fig. 3.

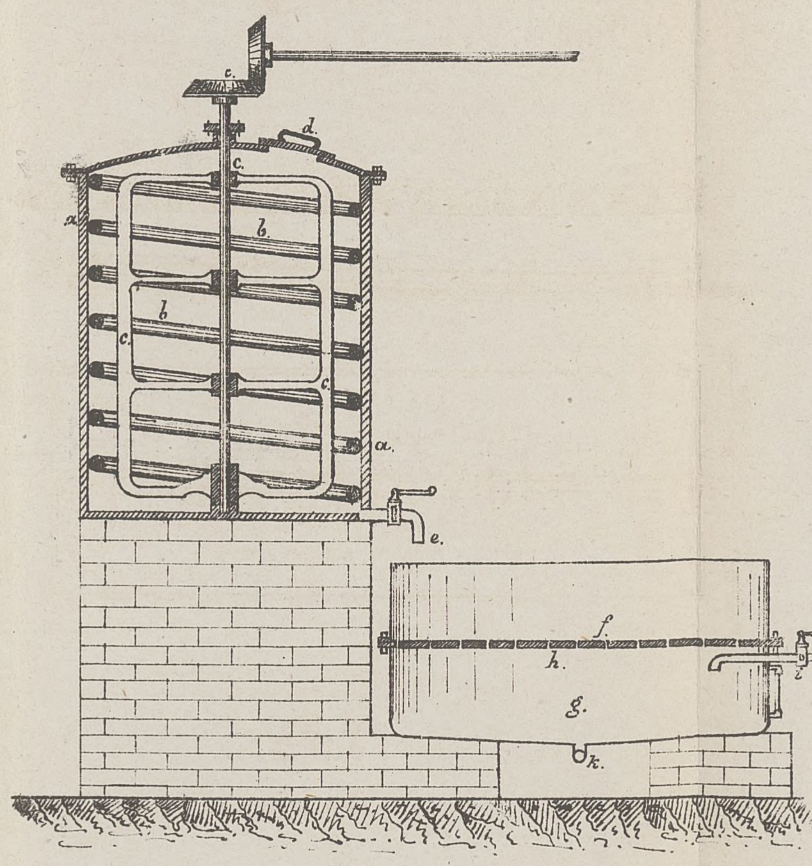


Fig. 4.

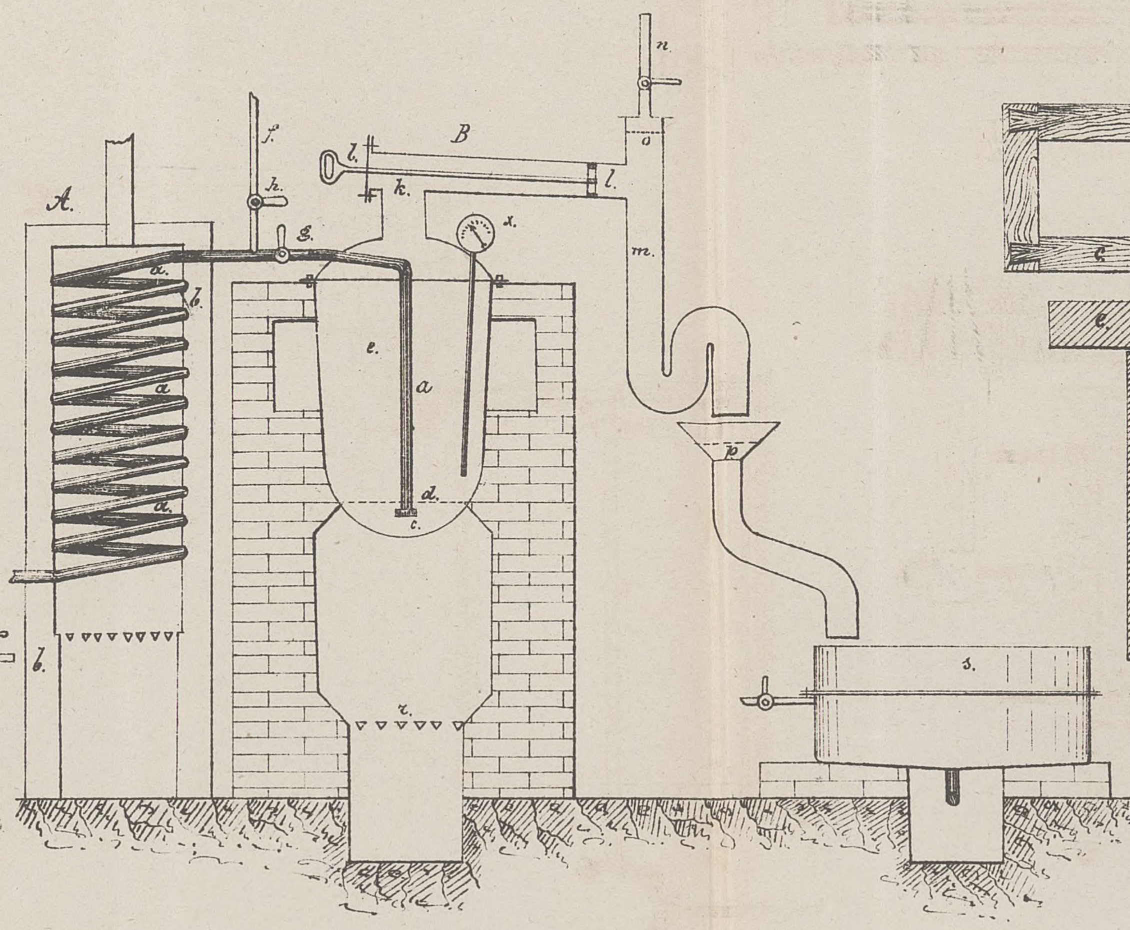


Fig. 5.

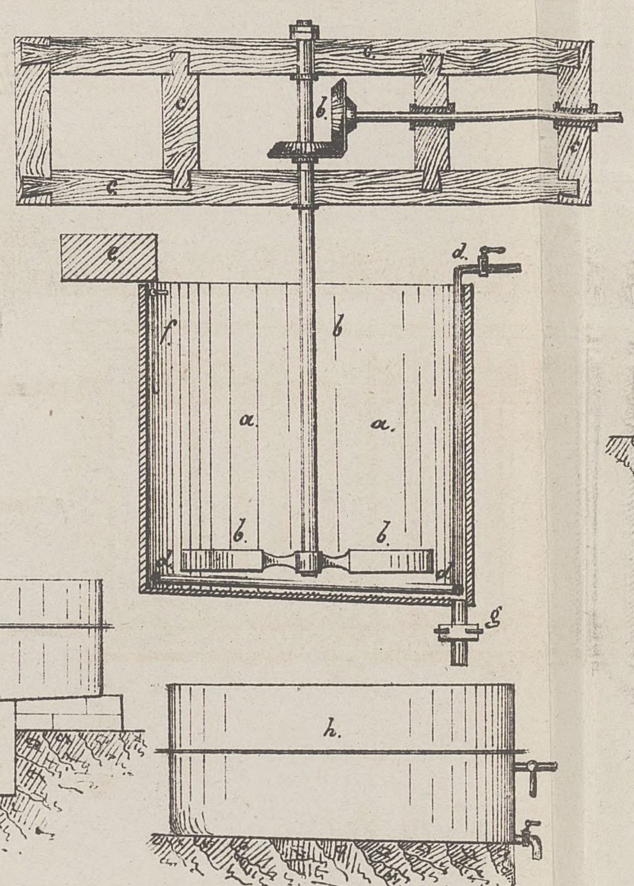


Fig. 6.

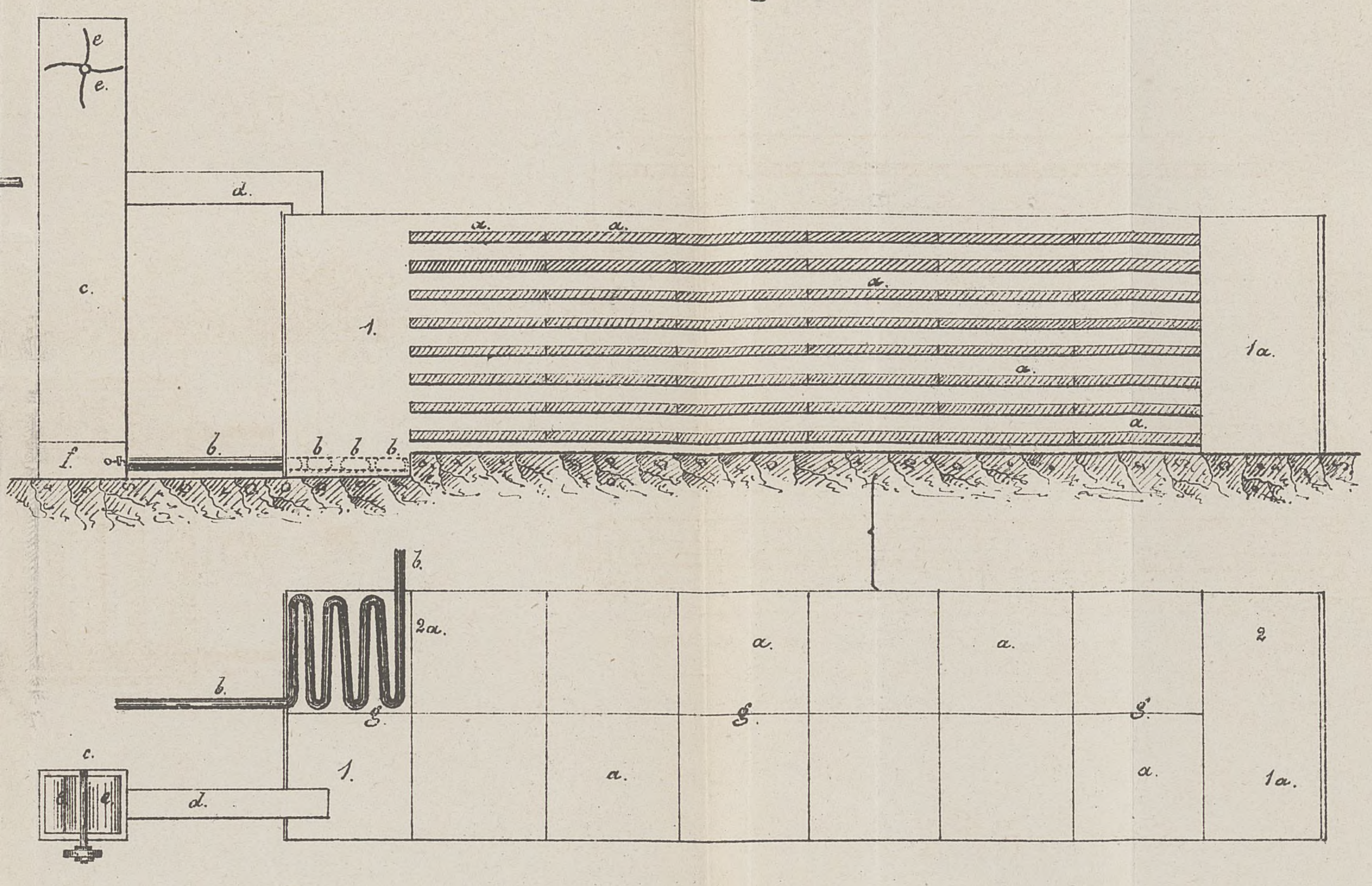


Fig. 7.

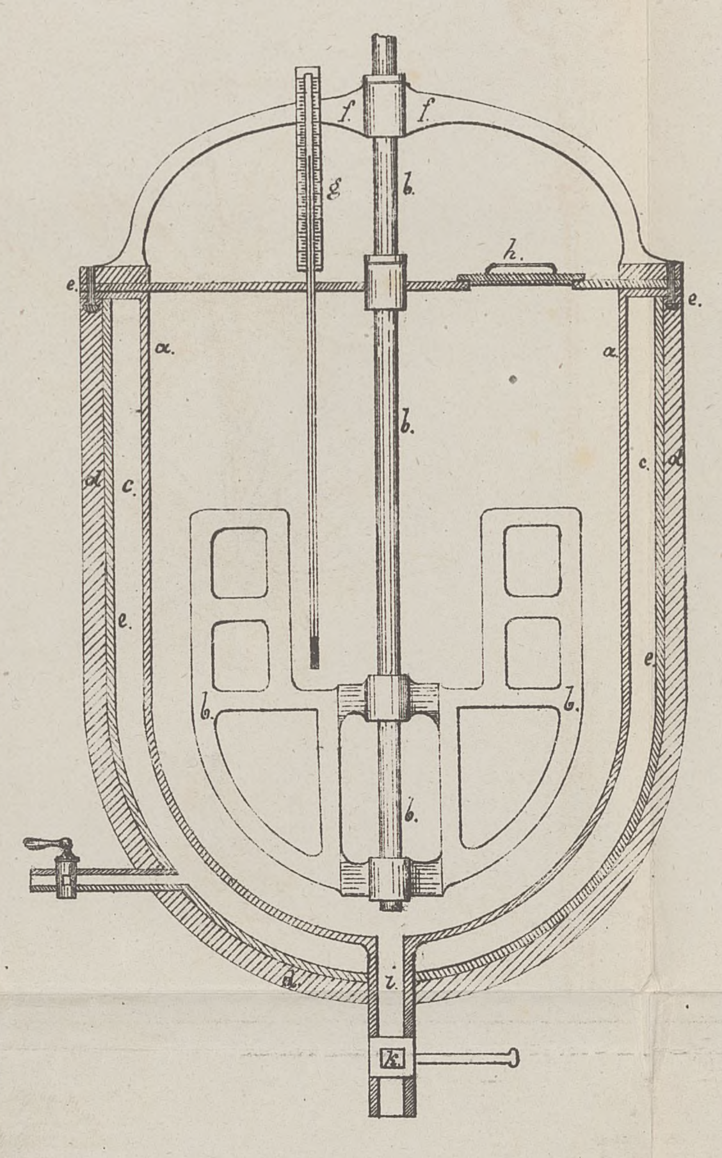


Fig. 8.

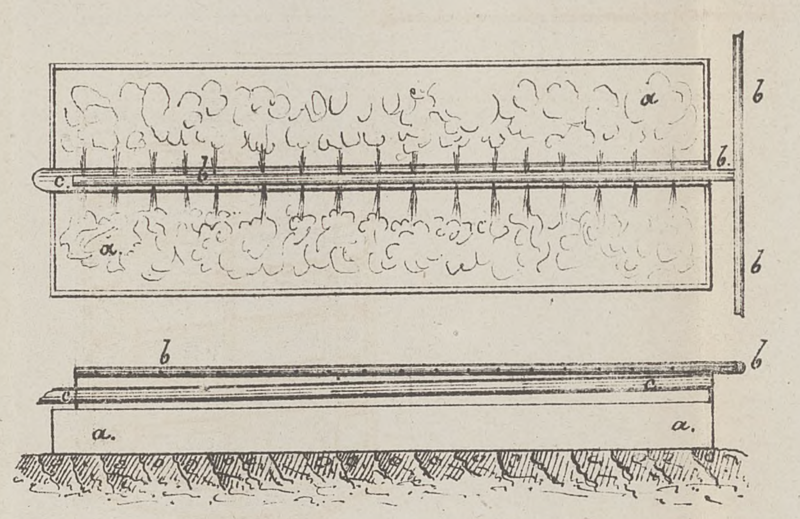


Fig. 9.

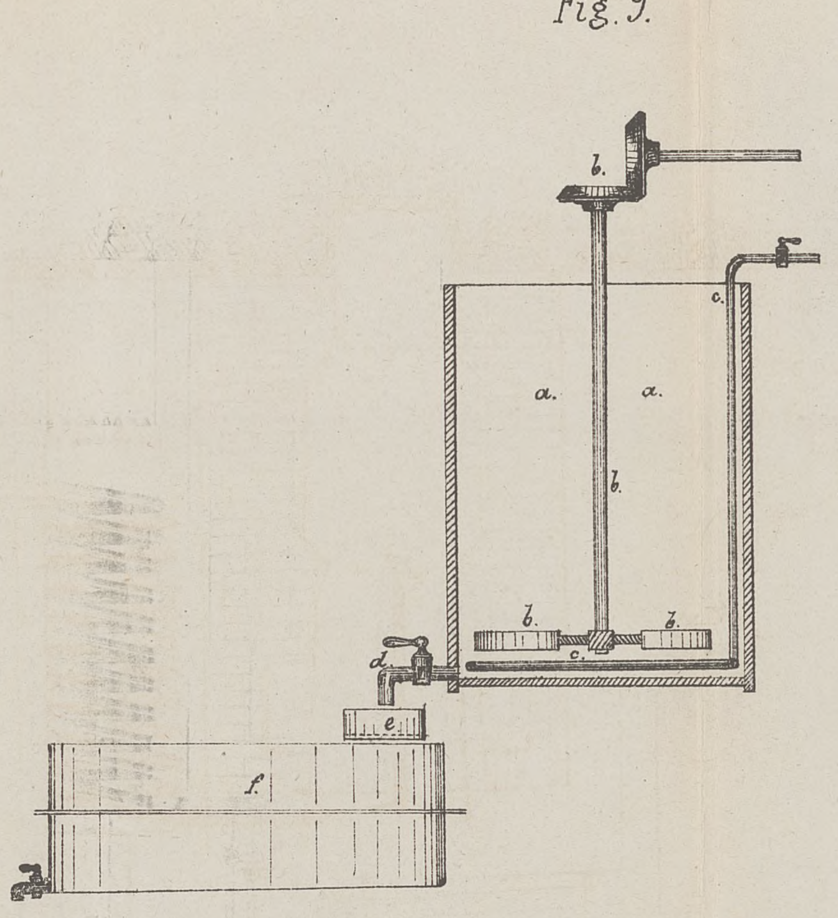


Fig. 10.

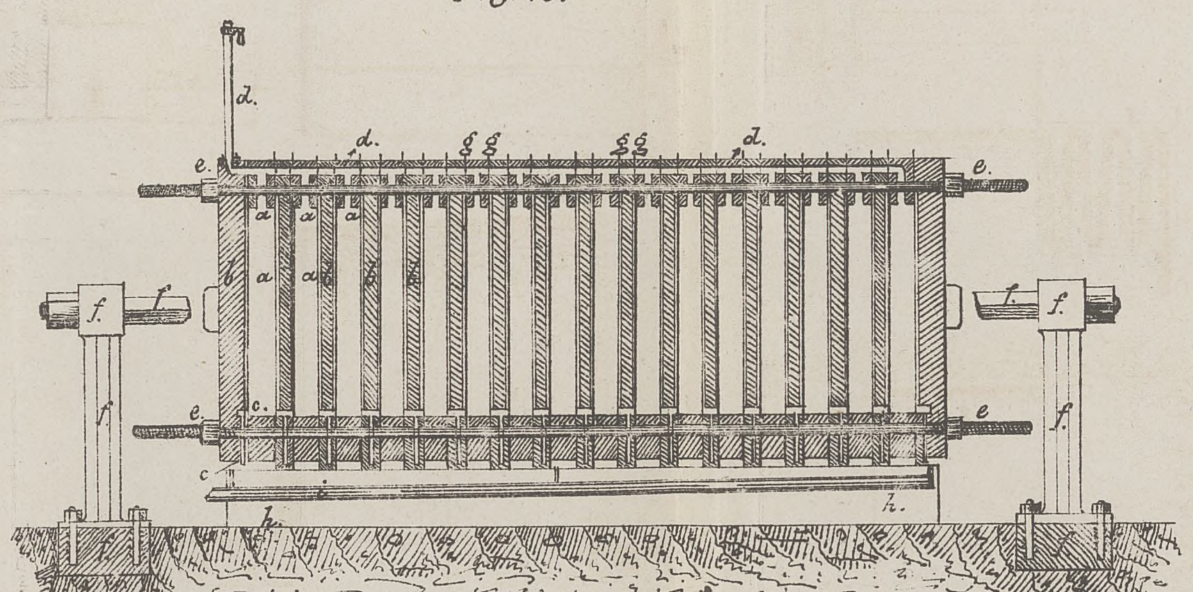


Fig. 11.

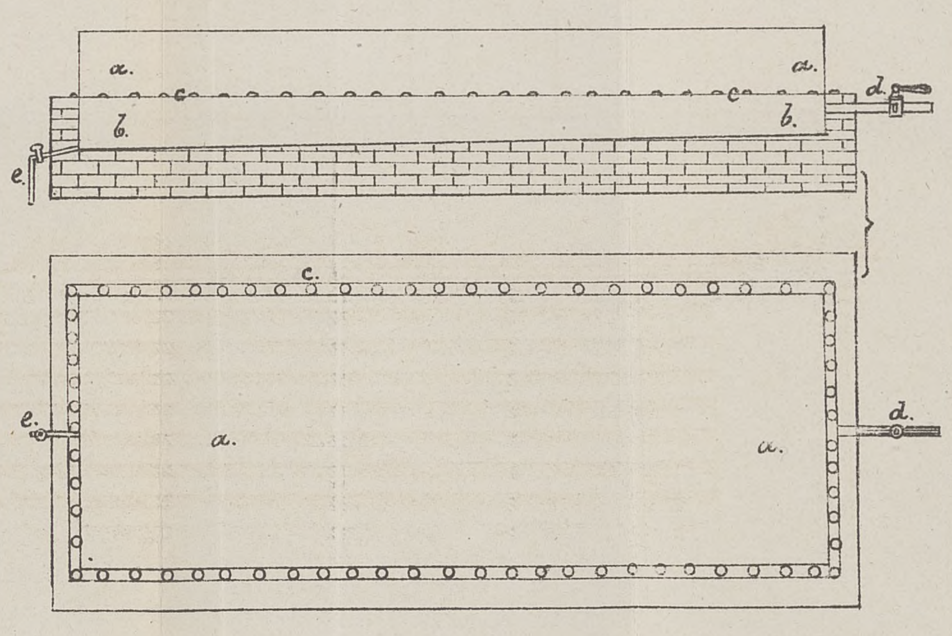


Fig. 12.

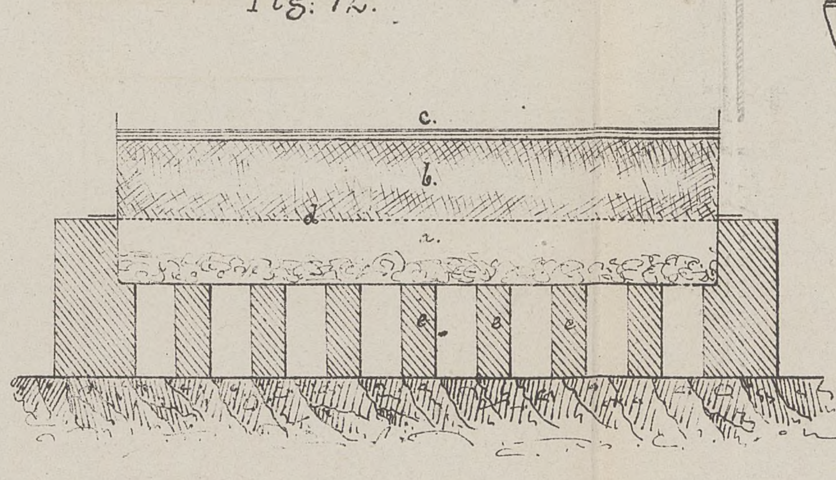


Fig. 13.

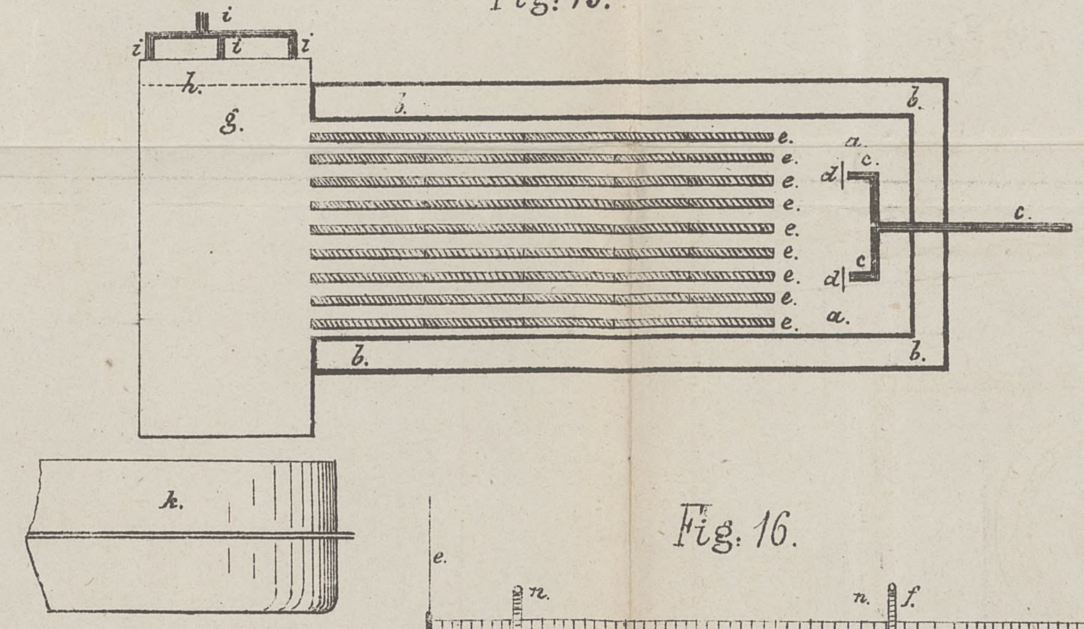


Fig. 14.

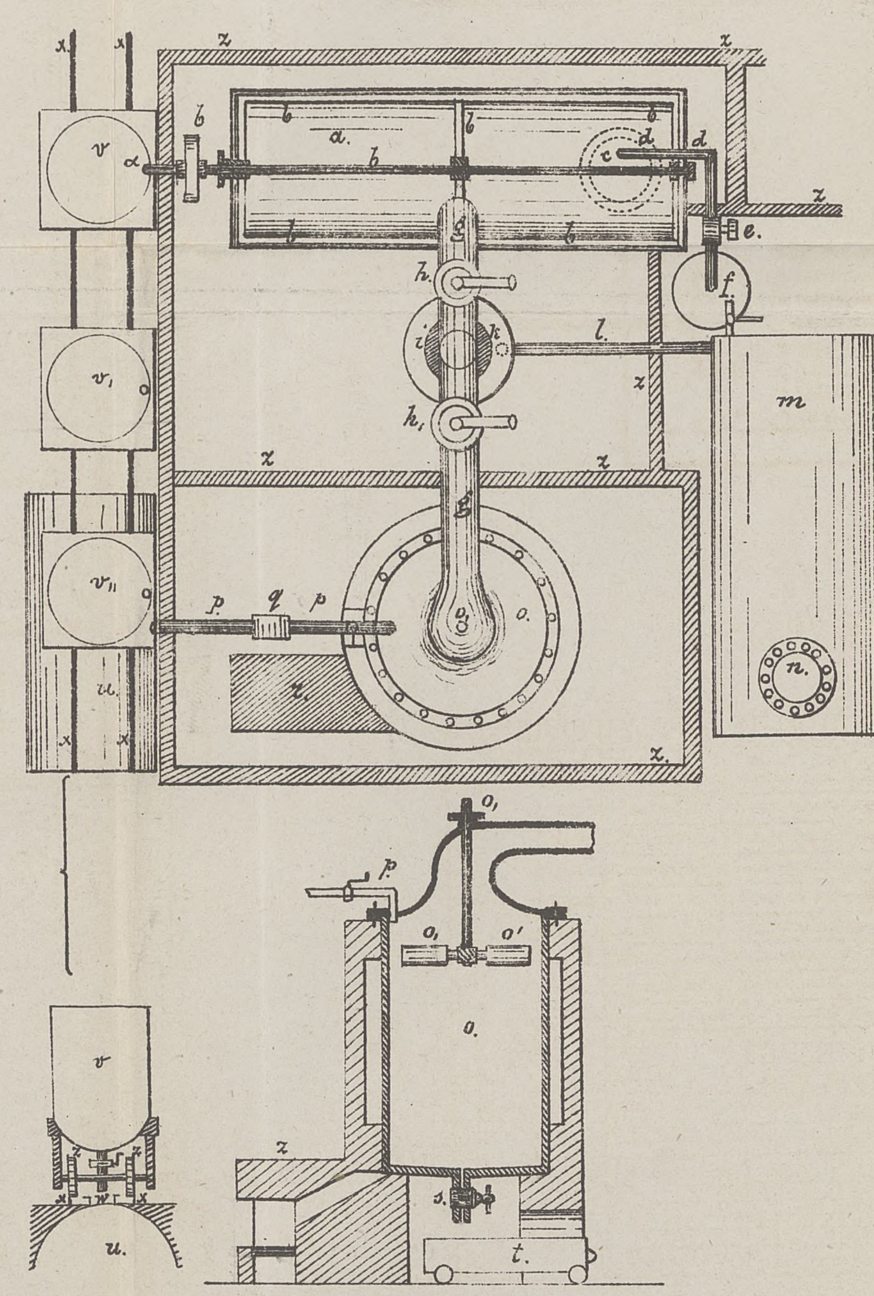


Fig. 15.

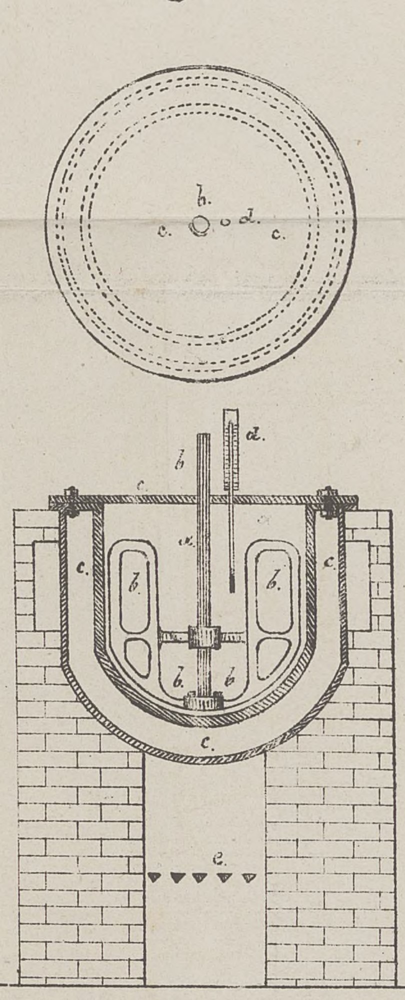


Fig. 16.

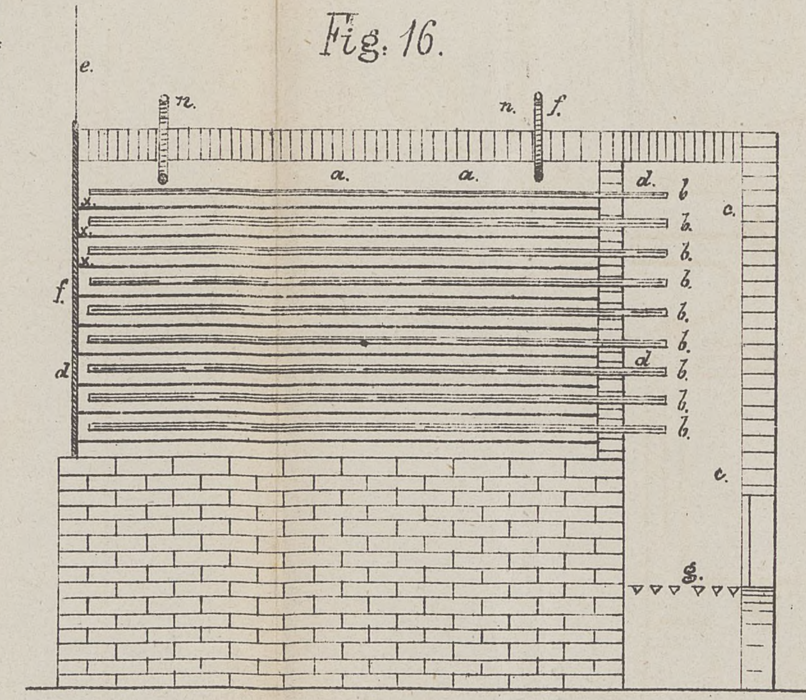
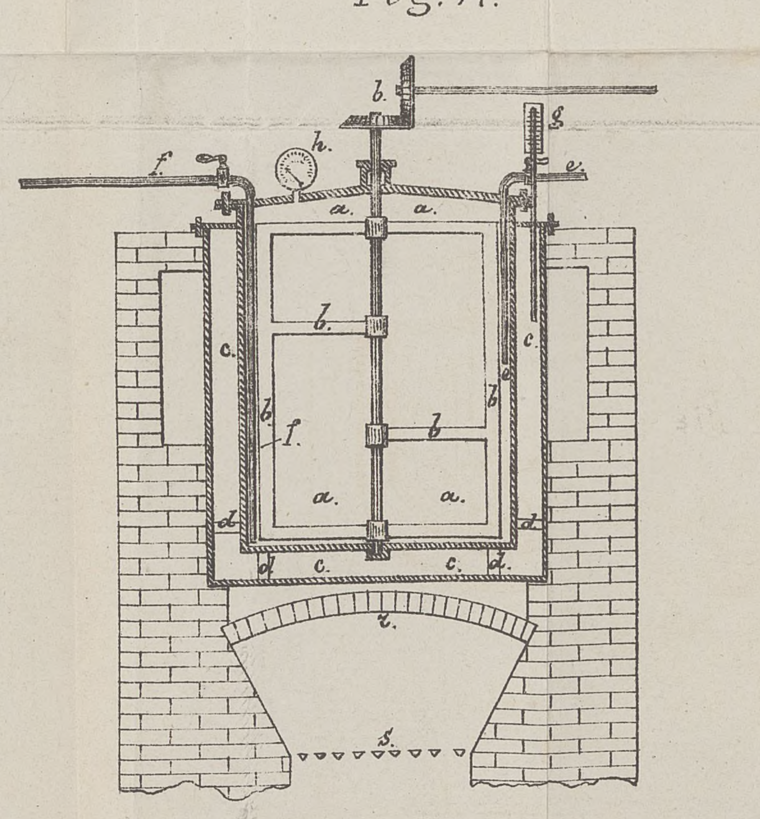


Fig. 17.

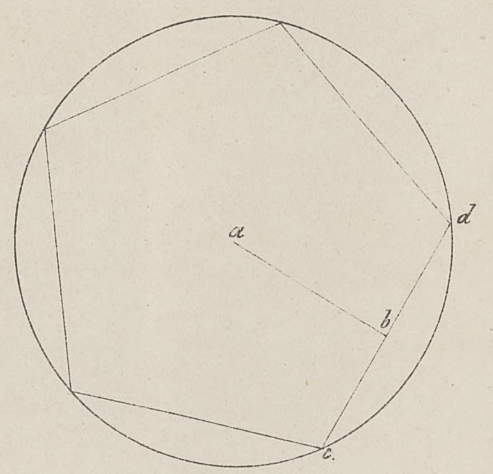


rys: A. Sokulski.

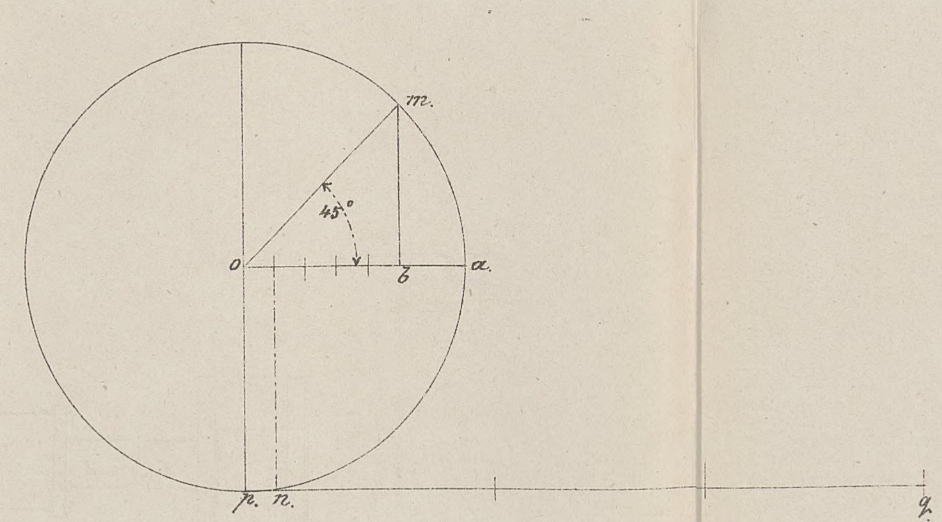
III

SPOSOBY PRZYBLIŻONE WYPROSTOWANIA OKRĘGU KOŁA.

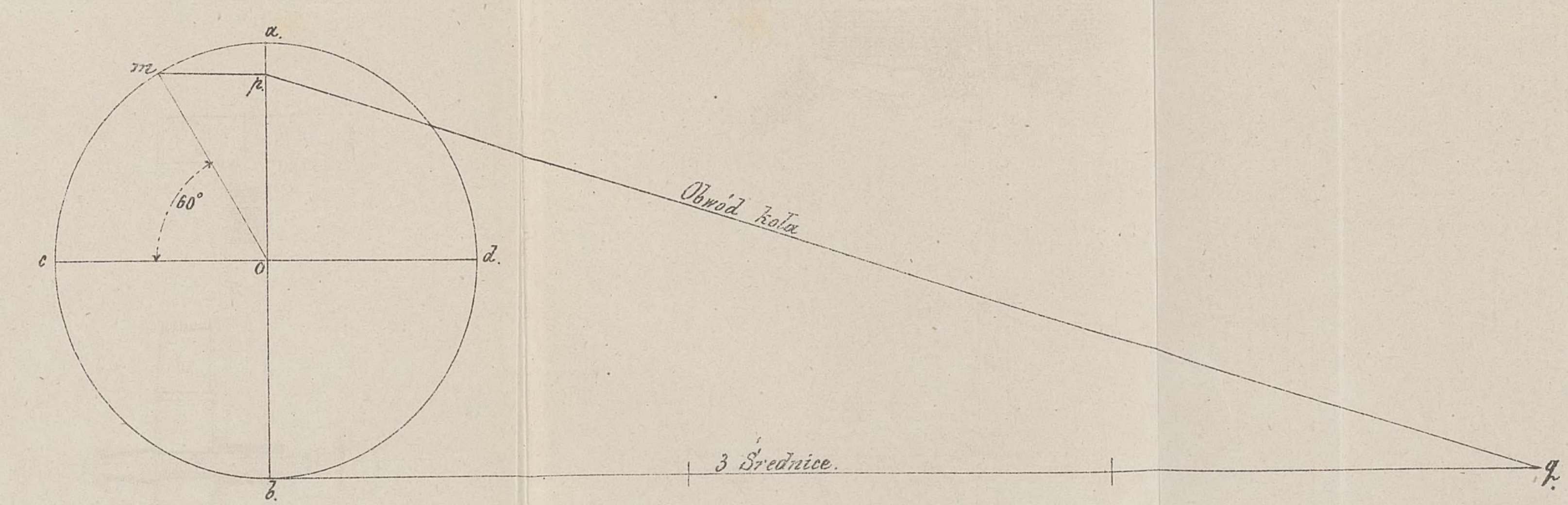
Sposób 1^y



Sposób 2^i



Sposób 3^ci



PRZYRZĄDY REDUKUJĄCE RUCH TŁOKA DLA INDYKATORA.

Przyrząd Knütt'a.

Fig. 1.

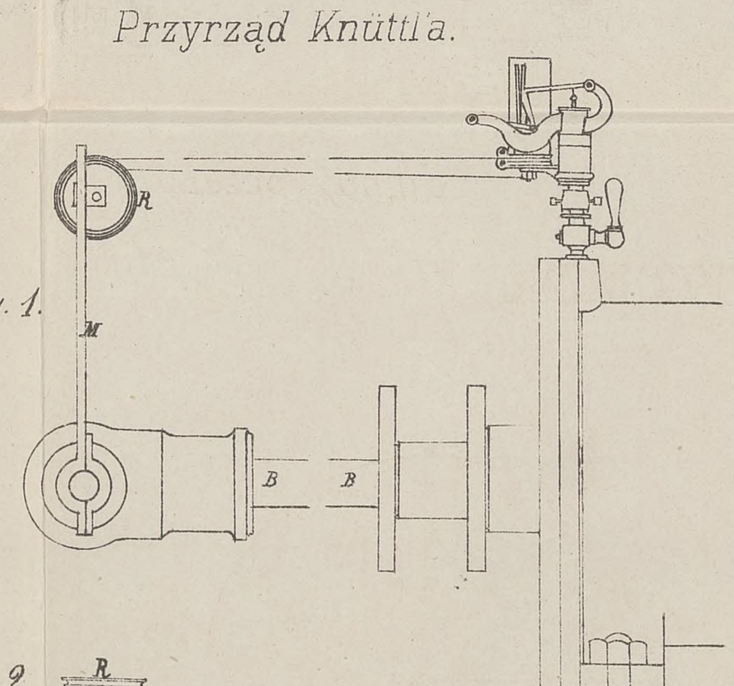
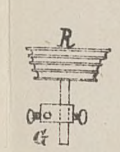


Fig. 2.



Przyrząd Stanek'a.

Fig. 3.

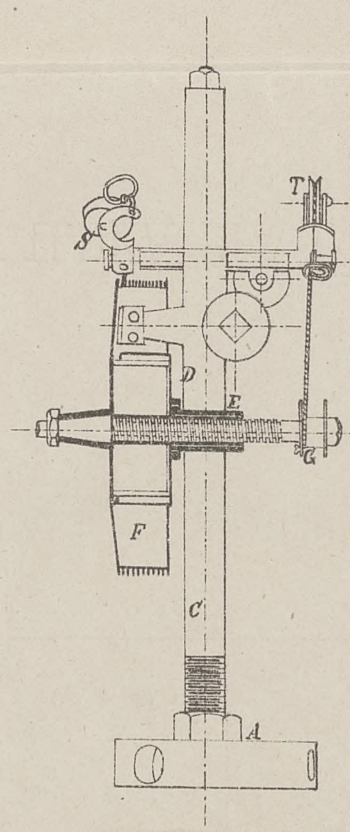


Fig. 4.

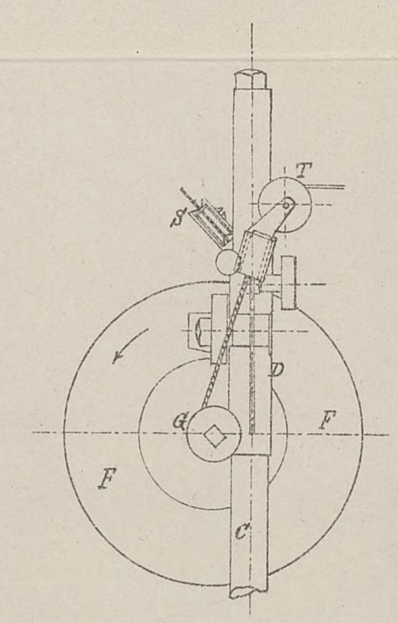
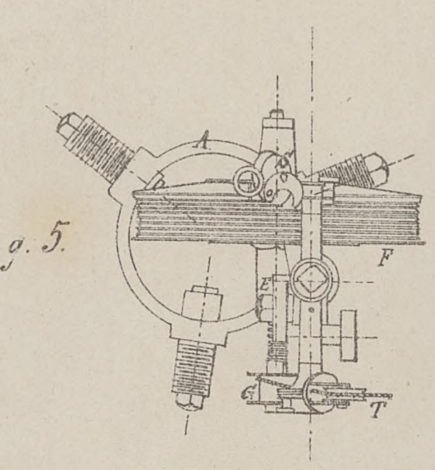


Fig. 5.

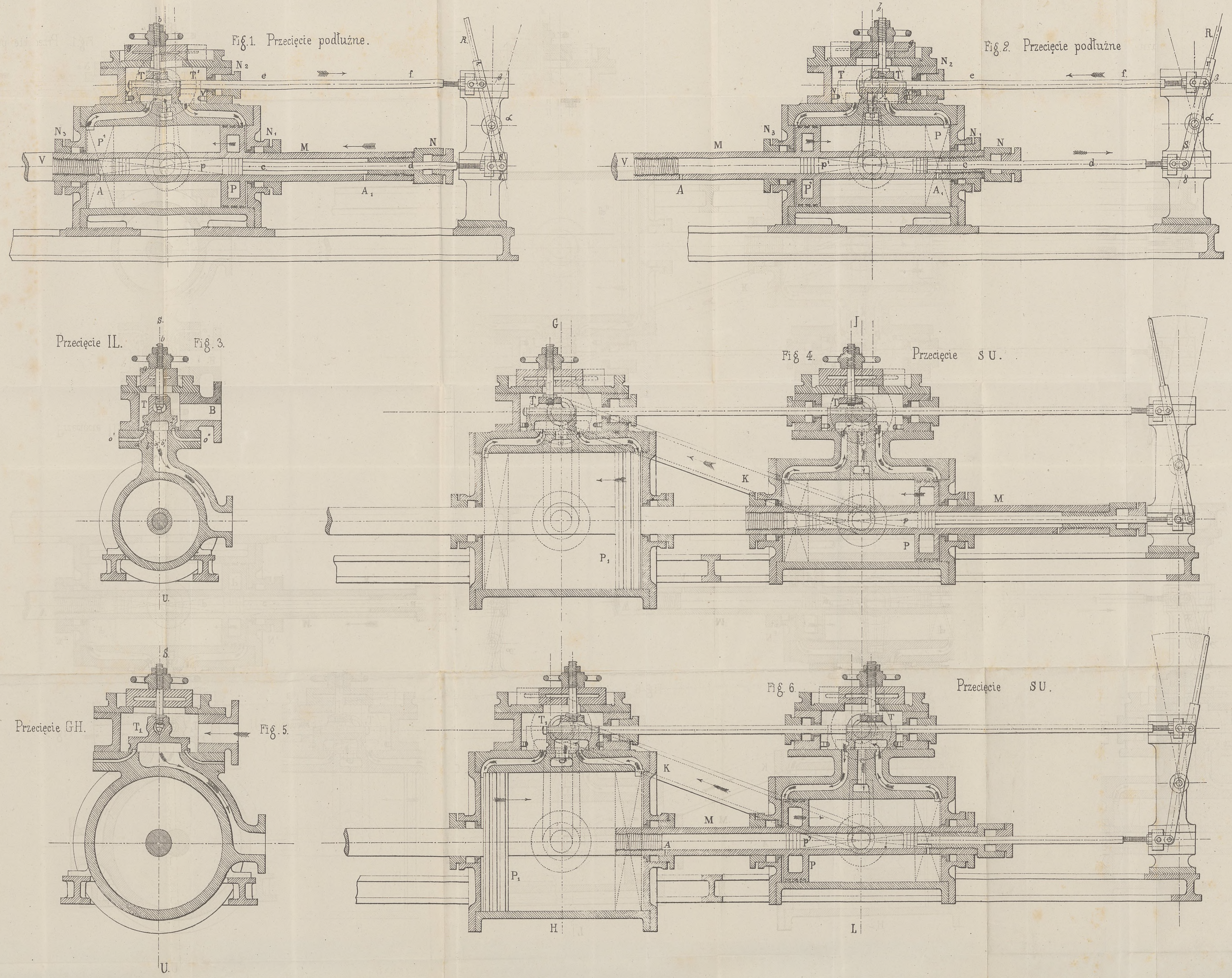


rys. A. Sokulski.

Lit. F. Kasprzykiewicz.

IV

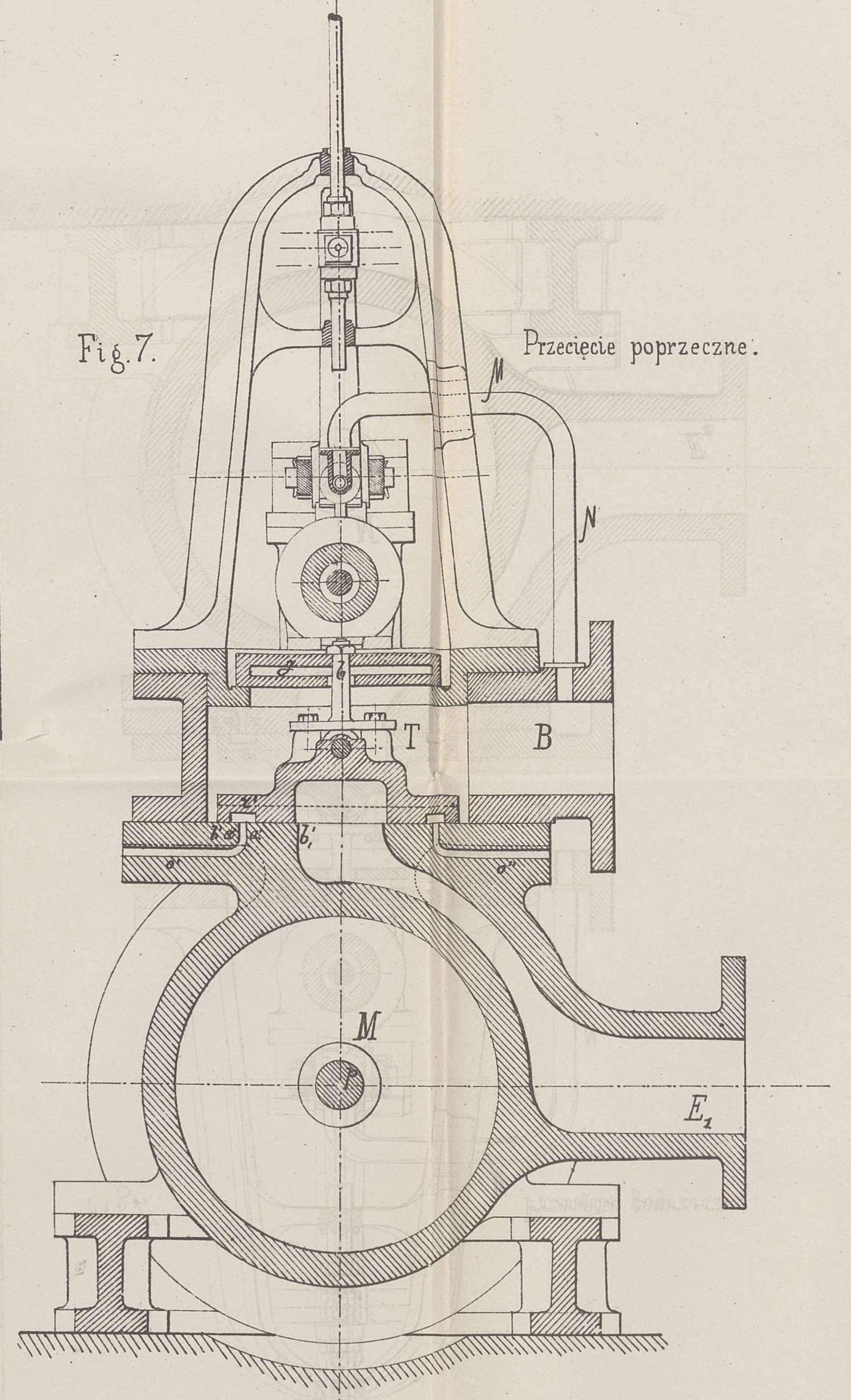
NATYCHMIASTOWY ROZDZIAŁ PARY W MASZYNACH SYSTEMU SĘKOWSKIEGO.

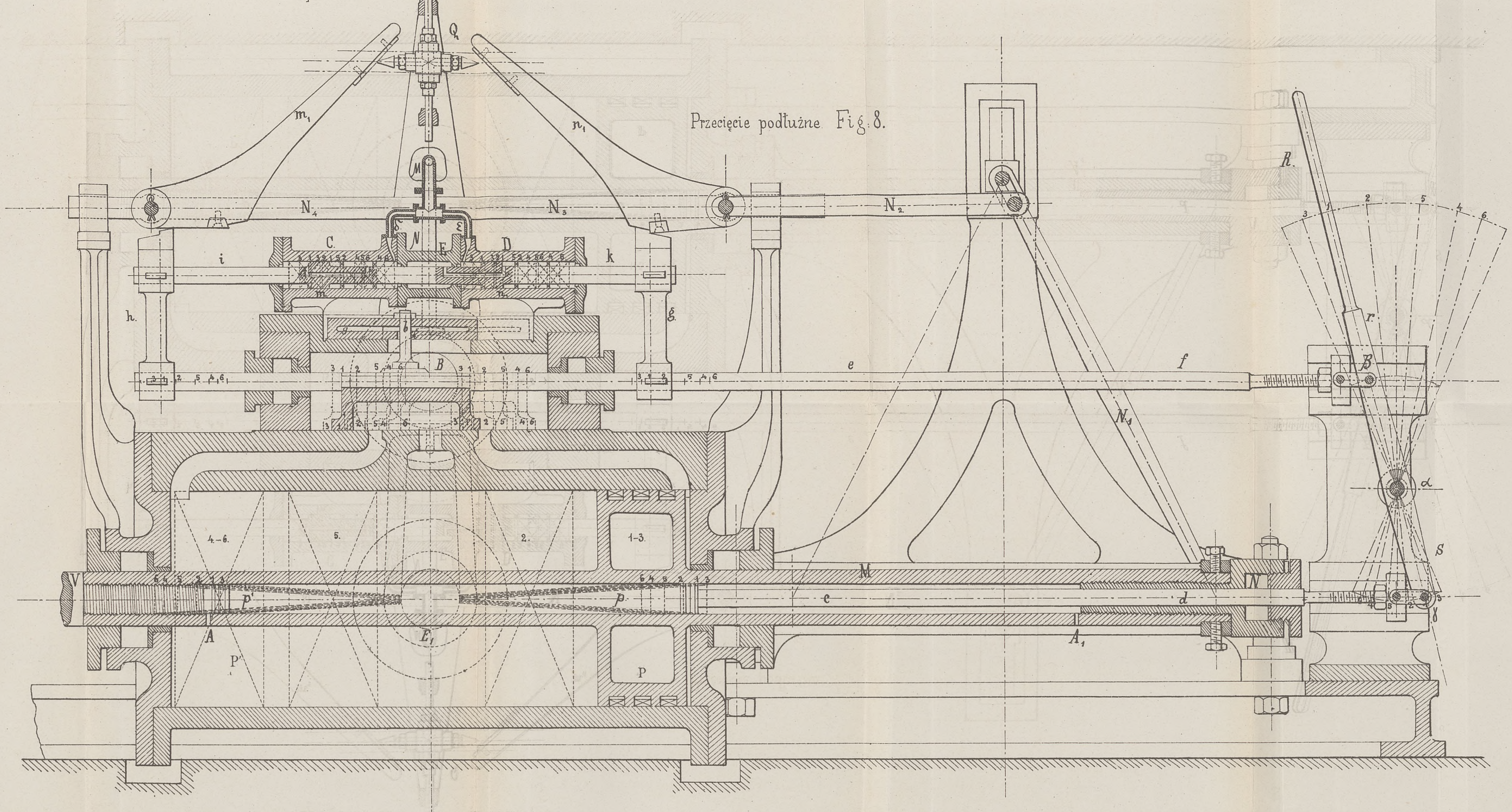


rys. A. Bokulski.

NATYCHMIASTOWY ROZDZIAŁ PARY W MASZYNACH SYSTEMU SĘKOWSKIEGO

Rozprężalność zmienna.





ROZKŁAD CIŚNIEŃ NA OSI PAROWOZU

Fig. 1.

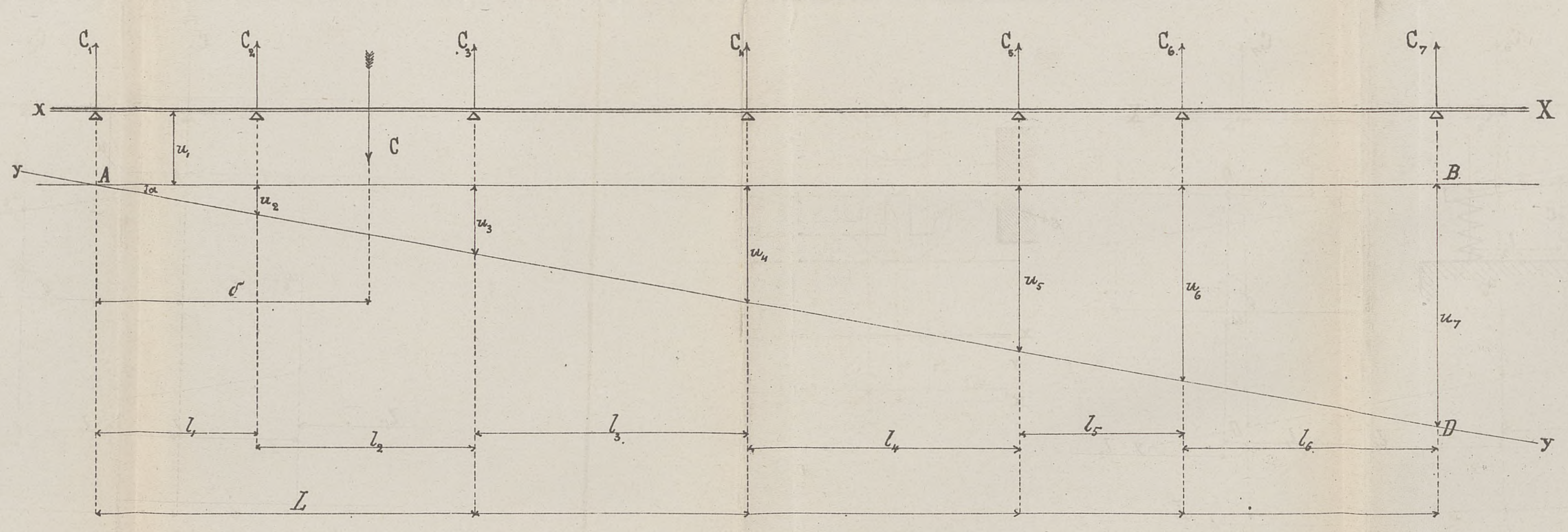


Fig. 2.

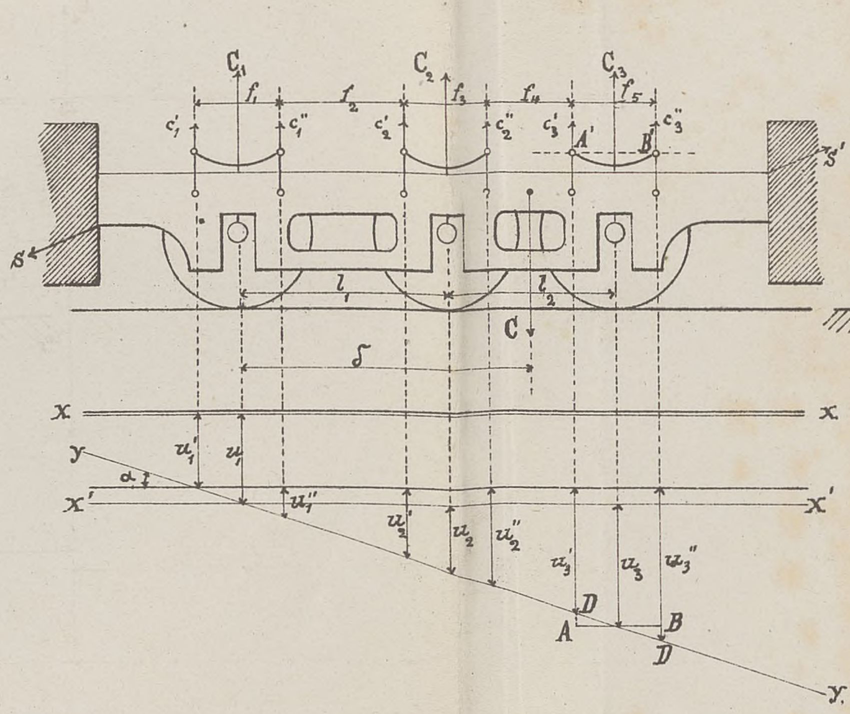


Fig. 3.

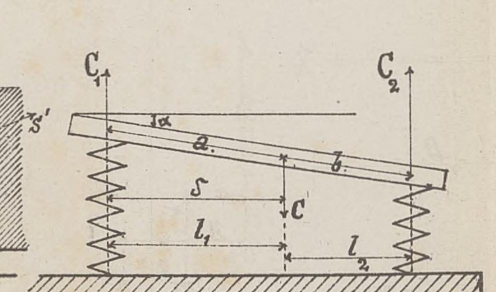
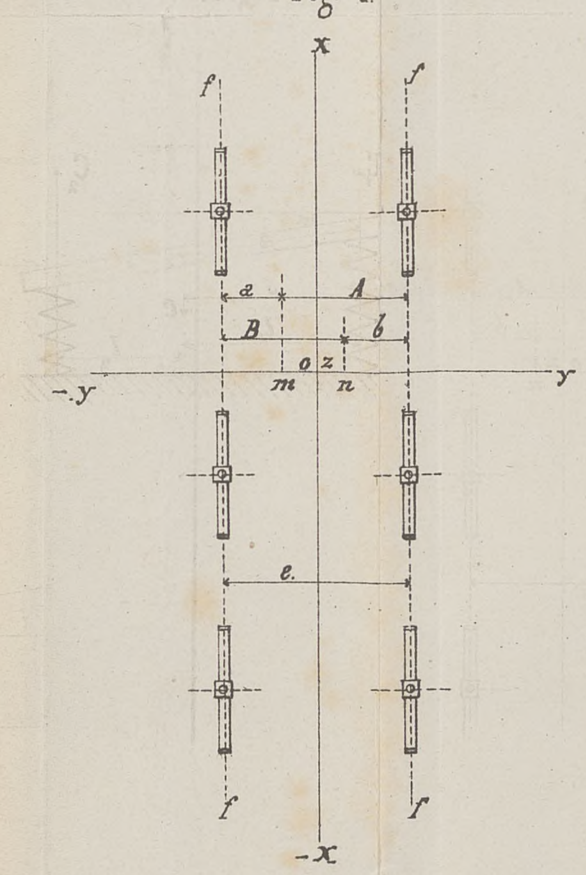


Fig. 4.



rys. A. Sokulski.

CZASOPISMO TECHNICZNE

organ Towarzystwa Technicznego Krakowskiego.

SKŁAD REDAKCYI.

Rozwadowski Władysław, były profesor. — **Jan Matula**, c. k. nadinżynier.—**Karol Zaremba**, Architekt cyw.—**Wł. Kaczmarski**, inż.—Dr. **Brzeziński**.—**Jan Wdowiszewski**, Arch.

Bióro Redakcyi i Administracyi w Muzeum Techniczno-Przemysłowem Krak.

Prenumerata w Krakowie.

Rocznie	4 złr.
Półrocznie	2 „
Ćwierćrocznie	1 „

Wychodzi 1-go każdego miesiąca.

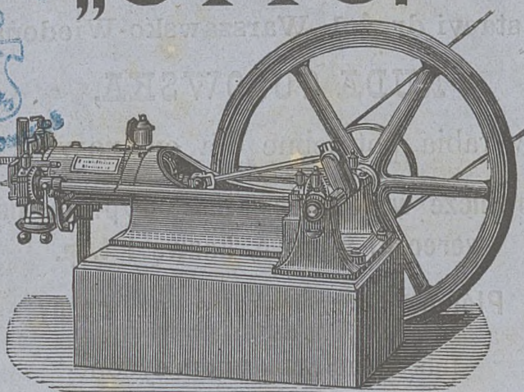
Prenumeratę na Królestwo Polskie i Rossyą przyjmuje Księgarnia G. Gebethnera i Wolffa w Warszawie.

W WARSZAWIE 490/91. Miodowa 11/13

Wystawa wyrobów technicznych dla zakładów przemysłowych.

Najnowsza Maszyna Gazowa

„OTTO."



Najprostszy i najtańszy motor dla mniejszego przemysłu.

W każdej chwili gotowy do ruchu, wymaga jedynie zapalenia płomienia gazowego, nie powoduje straty czasu przy zapalaniu, ani wymaga przysposabiania materyału opałowego, nie wydaje żadnego popiołu, **nie potrzebuje wcale maszynisty,** działać może bez żadnego policyjno-budowlanego pozwolenia wymaganego przy maszynach i kotłach parowych, **może być ustawiony w każdem mieszkaniu na najwyższych piętrach,** jest zupełnie bezpieczny i nie wywołuje podwyższenia składki przy ubezpieczeniu od ognia.

Silnice to są w ruchu już i bez żadnego naprawiania:

od 2 lat w drukarni *Kurjera Warszawskiego:* 1-a 8 i 1-a 4 konna.
„ 1½ roku w drukarni W-go *A. Ginsa:* 1-a 4 konna.
„ 1½ „ „ tkarni W-go *Gerstenzanga:* 1-a 4 konna.
„ 1½ „ „ Warszawskiej fabryce gazu: 1 a 2-u i 1-a 1 konna.
„ 1½ „ „ Warszawskiej fabryce tasiem gumowych: 1-a 4 konna.
„ 1¼ „ „ nowym gmachu J. W-go *Krasińskiego* 1-a 1 konna.

Wkrótce zaś puszczone będą w ruch:

W piekarni W-go *St. Kropiwnickiego:* 1-a 4 konna.
W nowym zakładzie kąpielowym W-go *Naimskiego:* 1-a 2 konna.
W drukarni W-ch *Galewski & Dau:* 1-a 2 konna.

Wyłączną ich sprzedaż uskutecznia:

H. KRAFT.

Biuro Techniczne, Skład Maszyn i Wyrobów Technicznych dla potrzeb Zakładów Przemysłowych i dróg Żelaznych.

ISTNIEJĄCE OD R. 1866.

Wystawa wyrobów technicznych dla zakładów przemysłowych.

W WARSZAWIE 490/91. Miodowa 11/13.

Дозволено Цензурою. Варшава 30 Ноября 1880 г.